

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Měření cirkulačních ztrát u šroubových kompresorů

Measurement of Circulation Losses for
Screw Compressors

Student:

Bc. Martin Vobořil

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Vobořil**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**
Téma: **Měření cirkulačních ztrát u šroubových kompresorů**
Measurement of Circulation Losses for Screw Compressors
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Cirkulační ztráty jsou jedním z důležitých parametrů, které ovlivňují výkonnost šroubových kompresorů. V diplomové práci proveďte rozbor jejich vzniku, závislosti na rozhodujících parametrech a vliv na výkonnost kompresoru.

V konstrukční části navrhnete měřicí trať tak, aby základem bylo clonové měření na vstupu a výstupu z kompresoru, včetně použité měřicí techniky a metodiky měření. Proveďte diskusi o možnosti snižování těchto "ztrát". Východiskem Vám budou parametry šroubového kompresoru SE 25, umístěného v laboratoři G 315 katedry energetiky VŠB-TU Ostrava.

Seznam doporučené odborné literatury:

Kolarčík, K.; Kaminský, J.; Pumprla, O. Kompresory. Ostrava : VŠB-TUO, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.
Chlumský, V., Liška, A. Kompresory. SNTL/ALFA, Praha/ Bratislava 1982
Liška, A. Technika stlačeného vzduchu. Výroba a rozvod. SNTL, Praha 1988.
Liška, A., Novák, P. Kompresory. ČVUT, Praha 1999.
Konka, Karl-Heinz. Schraubenkompressoren. Düsseldorf, VDI 1988.
Kaminský, J. Využití pracovního prostoru pístových kompresorů. SNTL, Praha 1982.
Kaminský, J. Objemové kompresory. VŠB-TUO, Ostrava 1997.
Kolarčík, K.-Vrtek, M. Možnosti úspor energie. Technologické centrum AV ČR, Praha 2002.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.4.2017



podpis

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20.4.2017

Vobořil

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Martin Vobořil

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Alšova 11, 78701 Šumperk

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a obrovskou vstřícnost při konzultacích a vypracování této práce.

Děkuji také rodičům za celoživotní vedení k poznávání nových věcí, ochotu vždy vše vysvětlit a podporu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VOBOŘIL, M. *Měření cirkulačních ztrát u šroubových kompresorů: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017, 68 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá cirkulačními ztrátami u šroubových kompresorů. V úvodu jsou popsány šroubové kompresory a jejich základními parametry. Dále jsou teoreticky popsány cirkulačními ztráty a vliv jednotlivých parametrů stroje na účinnost. Pro měření cirkulačních ztrát byly navrženy dva způsoby měření. První výpočet spočívá v určení maximálního teoretického množství stlačeného plynu a porovnání ke skutečnému. Druhý způsob měření v měření průtoku stojícím kompresorem, kdy z natlakovaného vzdušníku bude proudit stlačený vzduch přes výtlak do sání šroubového kompresoru. Měření bude prováděno navrženými centrickými clonami.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

VOBOŘIL, M. *Measurement of Circulation Losses for Screw Compressor: master thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2017, 68 p. Thesis head: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

This diploma thesis deals with circulatory losses in screw compressors. In the introduction are described screw compressors and their basic parameters. Furthermore, the theoretical description of the circulation losses and the influence of the individual parameters of the machine on efficiency are described. To measure circulatory losses, two methods of measurement were proposed. The first calculation through determination of the maximum theoretical amount of compressed gas and comparison to the actual flow. Second line consists in the measurement of the flow through the compressor, where the compressed air will flow from the pressurized air tank through the displacement to the screw compressor inlet. Measurement will be done with a center aperture.

Obsah

Seznam použitých veličin a zkratk	9
1 Úvod	11
2 Historie kompresorů	12
3 Rozdělení kompresorů	13
3.1 Rozdělení kompresorů podle typu	13
3.2 Rozdělení kompresorů podle základních parametrů	14
3.3 Základní charakteristiky kompresorů	15
3.4 Příkon kompresorů	16
3.5 Účinnost kompresorů	16
3.6 Uplatnění kompresorů	17
4 Šroubový kompresor	18
4.1 Výhody a nevýhody šroubových kompresorů:	18
4.2 Rozdělení šroubových kompresorů	19
4.3 Bezmazné kompresory	19
4.4 Mazané kompresory	19
4.5 Pracovní oběh šroubového kompresoru	21
4.6 Pracovní podmínky šroubových kompresorů a jejich změny	23
4.6.1 Změna nasávaného objemu	23
4.6.2 Změna tlaku na výstupu	24
4.6.3 Vliv profilu zubů rotorů na šroubový kompresor	24
4.7 Regulace šroubových kompresorů	26
4.7.1 Regulace uzavřením sání	27
4.7.2 Regulace změnou otáček	28
4.7.3 Regulace škrcením v sání	29
5 Výkonost šroubového kompresoru	30
5.1 Charakteristika objemové výkonnosti	30
5.2 Stanovení výkonnosti šroubového kompresoru	31
6 Součinitel využití pracovního prostoru λ	33
7 Ztráty šroubového kompresoru	37
7.1 Sankeyovy diagramy	37
7.2 Rozdělení objemových ztrát kompresoru	38
8 Cirkulační ztráty	39
8.1 Cesty objemových průtoků	39
8.2 Vzorový příklad měření cirkulačních ztrát	42

8.3	Cesta 1: Mezera mezi rotory.....	44
8.4	Cesta 2: Mezera mezi rotory a skříní kompresoru	45
8.5	Cesta 3 a 4: Plyn, který zůstává v „hluchém prostoru“	46
8.6	Cesta 5 a 6: Mezera mezi stranou rotoru a skříní	46
8.7.	Ztráty rozdílným tlakovým poměrem	48
8.8	Rázová komprese.....	49
9	Návrh měření cirkulačních ztrát	50
9.1.	Varianta 1 – nepřímá metoda	50
9.2.	Varianta 2 – přímá metoda	53
9.3.	Popis měřicí trati.....	54
9.4.	Měřicí clona	54
9.5.	Parametry kompresoru pro návrh měřicí trati	55
9.6.	Konstrukční návrh clon	55
9.6.1.	Vstupní hodnoty pro variantu 1.....	55
9.6.2.	Požadované minimální délky přímého potrubí pro variantu 1	57
9.6.3.	Výsledné hodnoty pro variantu 1	59
9.6.4.	Vstupní hodnoty pro variantu 2.....	59
9.6.5.	Požadované minimální délky přímého potrubí pro variantu 2	61
9.6.6.	Výsledné hodnoty pro variantu 2	62
10	Závěr	63
11	Seznam použité literatury a zdrojů	65
12	Seznam obrázků	66
13	Seznam tabulek.....	68
14	Seznam příloh	68

Seznam použitých veličin a zkratek

Jednotka	Název	Veličina
σ_c	Celkový tlakový poměr.	[1]
\dot{V}_d	Objemová výkonnost.	[m ³ .h ⁻¹]
\dot{m}_d	Hmotnostní výkonnost.	[kg.s ⁻¹]
p_{sp}	Celkový příkon kompresoru.	[W]
η	Účinnost kompresoru .	[1]
z	Počet stupňů .	[1]
n	Otáčky kompresoru.	[s ⁻¹ .min ⁻¹]
$p_{n,i}$	Tlak nasávaného plynu.	[Pa]
$t_{n,i}$	Teplota nasávaného plynu.	[°C]
t_d	Teplota ve výtlačném hrdle.	[°C]
m_k	Hmotnost kompresoru.	[kg]
V_v	Spotřeba chladicí vody.	[l.s ⁻¹]
m_{ol}	Spotřeba oleje.	[kg.s ⁻¹]
λ	Součinitel využití pracovního prostoru.	[1]
W	Práce kompresoru.	[J]
t	Teplota.	[°C]
κ	Izoentropický exponent.	[1]
V_K	Velikost pracovní komůrky.	[m ³]
z_H	Počet zubů hlavního rotoru.	[1]
Hz	Frekvence.	[s ⁻¹]
Δp	Diference tlaku.	[Pa]
M	Hmotnost plynu.	[Kg]
ξ	Součinitel vražených odporů.	[1]
l	Délka potrubí.	[mm]
d	Průměr potrubí.	[mm]
c	Rychlost vzduchu v potrubí.	[m.s ⁻¹]
PN	Provozní náklady.	[Kč.rok ⁻¹]
O	Účetní odpisy kompresorů.	[Kč.rok ⁻¹]

U	Opravy a údržba.	[Kč. rok ⁻¹]
R	Roční provoz.	[Kč. rok ⁻¹]
H	Počet provozních hodin.	[h. rok ⁻¹]
Ma	Machovo číslo.	[1]
u	Obvodová rychlost.	[m. s ⁻¹]
T_s	Teplota vzduchu v sání.	[K]
R	Plynová konstanta.	[J. kg ⁻¹ . K ⁻¹]
κ	Izoentropický exponent.	[1]
P_e	Příkon kompresoru.	[kW]
$P_{sál}$	Teplo odvedené radiací stroje.	[kW]
P_{olej}	Teplo odvedené olejem.	[kW]
ρ_1	Hustota nasávaného plynu.	[kg. m ⁻³]
c_p	Měrné teplo za stálého tlaku.	[kJ. kg ⁻¹ . K ⁻¹]
c_{ps}	Střední hodnota měrného tepla.	[kJ. kg ⁻¹ . K ⁻¹]
T_1, T_2	Teplota na vstupu a výstupu.	[K]
β	Poměr průměrů.	[1]
Re	Reynoldsovo číslo.	[1]
ρ	Hustota plynu.	[kg. m ³]
η	Dynamická viskozita plynu.	[N. s. m ⁻²]
ν	Kinetická viskozita plynu.	[m ² . s ⁻¹]
ε_1	Součinitel expanze.	[1]
$\Delta\varpi$	Trvalá tlaková ztráta.	[1]
Δp_c	Tlaková charakteristika.	[Pa]

1 Úvod

Stlačený vzduch představuje nositele ušlechtilé formy energie a to energie tlakové, která je velmi široce používána všude na světě.

Základní princip jeho funkce spočívá v přeměně elektrická energie (jako primární pohonné) na mechanickou. Tato je využívána pro pohon kompresoru, kde je přeměněna na tlakovou energii ve formě stlačeného vzduchu.

Na samotný provoz kompresoru se ve strojírenství v celosvětovém měřítku vynaloží asi 25% z celkové spotřeby elektrické energie, tudíž je velmi důležité hospodárné nakládání s touto energií.

Neustále vznikají nové typy kompresorů s vylepšenou konstrukcí. Díky veškerým inovacím se zlepšují parametry strojů, hlavně jejich výkonnost a kompresní poměr. Vzhledem ke zvyšující účinnosti logicky klesají ztráty kompresoru.

Práce popisuje zejména druhy cirkulačních ztrát, jejich závislost na parametrech šroubového kompresoru.

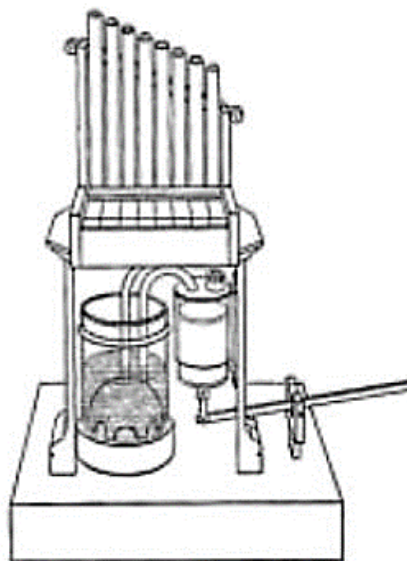
Výstupem této práce je definice a nalezení metodiky pro vyhodnocení a měření cirkulačních ztrát právě u šroubového kompresoru., hodnocení jejich vlivu na výkonnost a dále identifikace možností jejich snižování.

Snížení objemu cirkulační ztrát představují další možnosti navýšení účinnosti kompresorů a je výzvou pro jejich další technický rozvoj. Toto téma je inovativní a v literatuře doposud komplexně nezpracované téma.

Závěry této diplomové práce mohou přispět ve snaze katedry energeticky realizovat zkušební měřicí trať cirkulačních ztrát.

2 Historie kompresorů

V dávné historii již archeologické nálezy dokládají, že využití stlačeného vzduchu bylo pravděpodobně známo již 3 000 let př.n.l. Babyloňané jej museli používat při výrobě bronzových nástrojů. Existují doklady o stlačování vzduchu ve starém Egyptě (asi 1 500 let př.n.l.), v Řecku Platon a Aristoteles kolem roku 400 až 350 př.n.l. sestrojili vzduch stlačující přístroje pro ozvučení píšťaly nebo pro dodávání vzduchu potápěčům.



Obrázek 1 Píšťala poháněna stlačeným vzduchem.

V novodobé historii se objevují známá jména: Heron, Leonardo da Vinci, Jiří Agricola, Otto von Guericke, James Watt.

Zakladatel pražské inženýrské školy (nynější ČVUT), profesor František Josef Gerstner, postavil kolem roku 1810 tříválcové dmychadlo se čtvercovými písty, které mělo 4 otáčky za minutu, pro vysokou pec v Novém Jáchymově u Berouna.

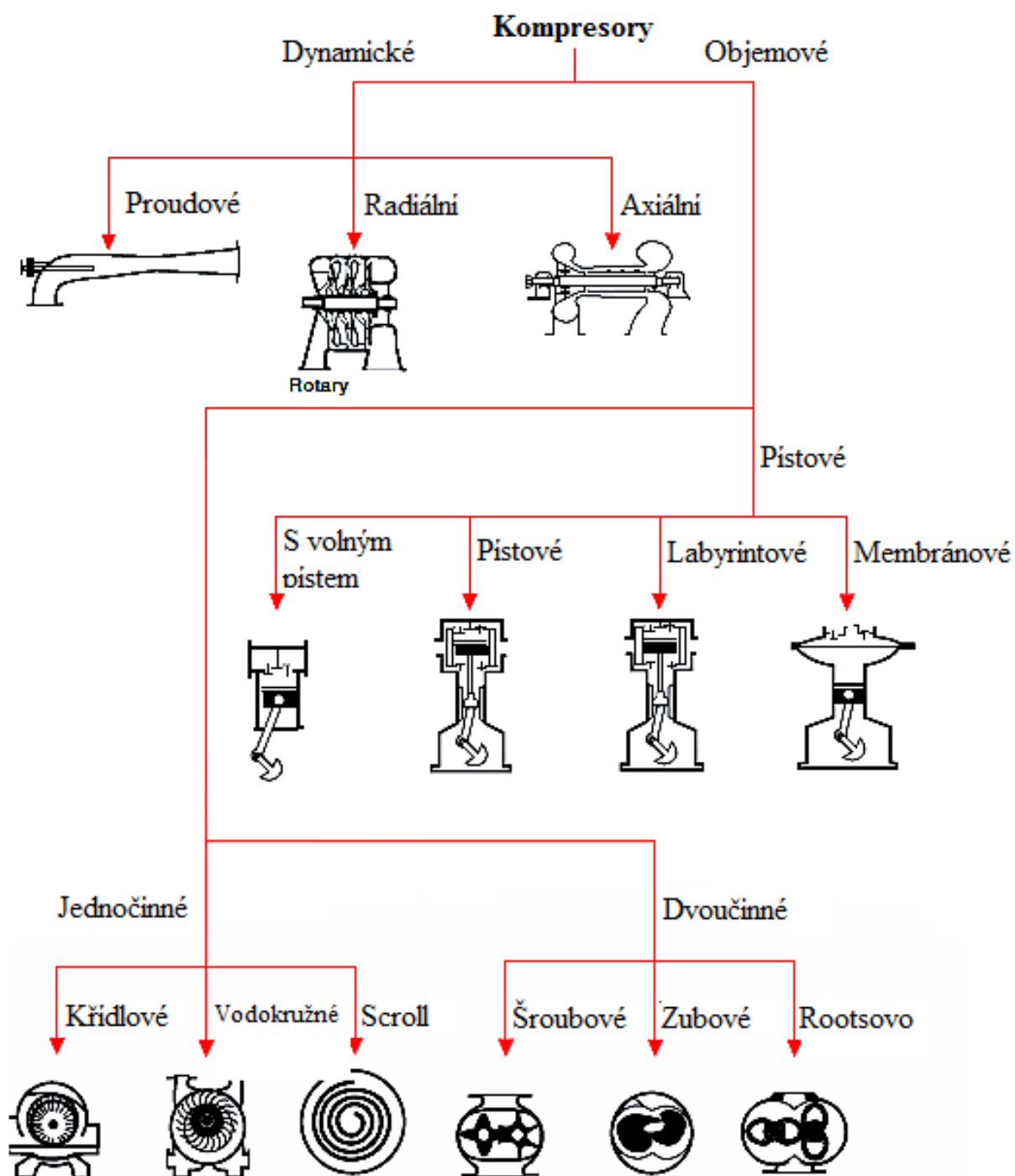
První patent šroubového kompresoru byl vydán v roce 1878 Henrichu Krigarovi, ale kvůli složité výrobě to nedotáhli dokonce.

Průmyslová výroba kompresorů u nás začala ve 40. letech minulého století. Byly to firmy Breitfeld, Ruston, později i První brněnská strojírna, První českomoravská továrna na stroje i Škodovy závody zahájily výrobu turbokompresorů v r. 1907. K výrobě stlačeného vzduchu se používá kompresorů, které stlačují vzduch z tlaku okolního prostředí na požadovaný pracovní tlak.

3 Rozdělení kompresorů

3.1 Rozdělení kompresorů podle typu

Na obrázku číslo 2 je znázorněno základní rozdělení kompresorů. Primárně lze rozdělit kompresory na dynamické a objemové.



Obrázek 2 Rozdělení kompresorů

3.2 Rozdělení kompresorů podle základních parametrů

Dále lze kompresory dělit podle následujících parametrů. [1]

Podle stlačovaného média na kompresory:

- Vzduchové
- Plynové

Podle počtu stupňů na stroje:

- Jednostupňové
- Vícestupňové

Podle celkového tlakového poměru σ_c na:

- | | |
|--------------------------|-------------------------|
| ▪ Dmychadla | $\sigma_c < 3$ |
| ▪ Nízkotlaké kompresory | $\sigma_c = 3$ až 25 |
| ▪ Středotlaké kompresory | $\sigma_c = 25$ až 100 |
| ▪ Vysokotlaké kompresory | $\sigma_c = 100$ až 300 |
| ▪ Hyperkompresory | $\sigma_c > 300$ |

Podle dosahované výkonnosti \dot{V}_d na:

- | | | |
|----------------------|----------------------------|------------------------------------|
| ▪ Kompresory malé | $\dot{V}_d < 150$ | $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ |
| ▪ Kompresory střední | $\dot{V}_d = 150$ až 5 000 | $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ |
| ▪ Kompresory velké | $\dot{V}_d > 5\,000$ | $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ |

Kompresory lze dále členit na vzduchem nebo vodou chlazené.

3.3 Základní charakteristiky kompresorů

Kompresory jsou charakterizovány celou řadou technických parametrů. V následující tabulce jsou uvedeny ty nejdůležitější z nich.

Celkový tlakový poměr.	$\sigma_c = \frac{p_c}{p_{n,1}}$	$[-]$
Objemová výkonnost kompresoru.	\dot{V}_d	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
Celkový příkon kompresoru.	p_{sp}	$[W]$
Účinnost kompresoru.	η	$[-]$
Počet stupňů.	z	$[-]$
Otáčky kompresoru.	n	$[s^{-1} \cdot min^{-1}]$

Dále uvádíme:

Tlak nasávaného plynu.	$p_{n,i}$	$[Pa]$
Teplota nasávaného plynu.	$t_{n,i}$	$[^{\circ}C]$
Teplota ve výtlačném hrdle.	t_d	$[^{\circ}C]$
Hmotnost kompresoru.	m_k	$[kg]$
Spotřeba chladicí vody.	V_v	$[l \cdot s^{-1}]$
Spotřeba oleje.	m_{ol}	$[kg \cdot s^{-1}]$

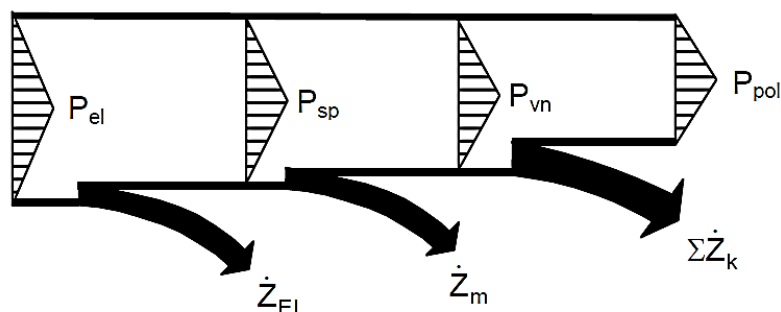
A u objemových kompresorů pak:

Součinitel využití pracovního prostoru.	λ	$[-]$
Počet válců.	i	$[-]$
Průměry válců.	D	$[m]$
Zdvih pístu.	s	$[m]$

Tabulka 1 Základní údaje kompresorů [1]

3.4 Příkon kompresorů

K pohonu kompresoru potřebujeme příkon, což je potřebná práce za čas. Vzhledem k použití elektromotorů se používá P_{el} .



Obrázek 3 Diagram příkonu kompresoru [1]

Elektromotor má výkon P_{el} a je měřen na spojce P_{sp} , takže je menší o ztráty vznikající v elektromotoru.

Energetická bilance:

$$P_{el} = P_{sp} + Z_{el} \quad [kW]$$

Vznikne nám vztah:

$$\eta_{el} = \frac{P_{sp}}{P_{el}} = 1 - Z_{el} \quad [-]$$

Průběh účinnosti nám popisují měrné ztráty Z_{el} , které jsou měřeny v laboratořích. Podle účinnosti elektromotoru můžeme vyhodnotit spojkový příkon.

3.5 Účinnost kompresorů

Přímá účinnost je poměr výkonu $P_{už}$ a příkonu P .

$$\eta = \frac{P_{už}}{P} \quad [-]$$

Diference mezi přivedenou energií W a použitou $W_{už}$ jsou ztráty, které se nepodařilo přeměnit na žádný další druh energie.

$$W_z = W - W_{už} \quad [J]$$

U kompresorů nepoužíváme výkon stroje, přímá účinnost je nahrazena účinností porovnávací neboli nepřímou účinností. Porovnává příkon ideální a reálný. Pomocí ideálního stroje se zjišťuje míra dokonalosti reálného stroje.

Šroubový kompresor lze zařadit mezi dvoučinné objemové kompresory.

3.6 Uplatnění kompresorů

Kompresory mají široké uplatnění zejména v průmyslových odvětvích.

Průmyslové odvětví	Příklady použití
Všeobecně	Řídící, regulační a akční pneumatické prvky, uchopování a manipulace s předměty, stříkání, pneumatické stroje a nástroje, chlazení
Potravinářství	Dehydratace, vakuové balení, plnění lahví, přeprava nápojů
Hutnictví	Vakuové lití, vysokopeční vítr, tvářecí stroje, opracování odlitků
Těžební průmysl	Úpravnictví, pneumatická doprava, regenerace odprašovacích filtrů, mamutí čerpadla
Energetika	Pneumatická doprava, vápence, rozjíždění plynových turbín, ...
Chemický	Homogenizace směsí, výroba kyslíku
Sklářský	Foukání skla, míchání taveniny
Výroba plastů	Dávkování, formování
Environmentální tech.	Čeření v čistírnách odpadních vod, vakuové filtry
Textilní	Vzduchová tkací technika

Tabulka 2 Uplatnění kompresorů. [1]

Rotační šroubové kompresory přitahují v plynárenství zvýšenou pozornost jako ideální kompresory pro nízké tlaky a velký objem stlačovaného plynu.

Nízký tlak je definován přibližně jako atmosférický tlak v sacím hrdle a u výtlačného tlaku méně než 2,7 [MPa].

4 Šroubový kompresor

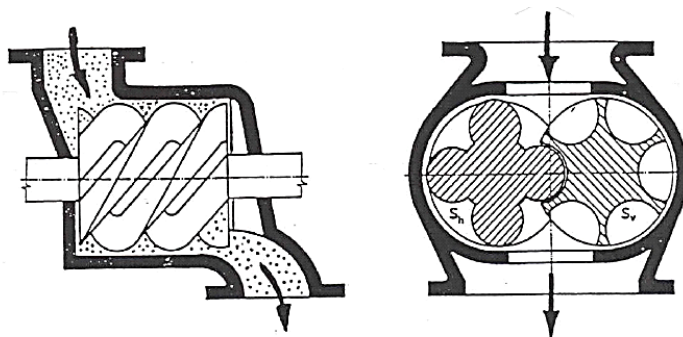
Šroubový kompresor je objemový kompresor, stejně jako známější pístový kompresor. Ve srovnání s pístovým kompresorem je šroubový kompresor složitější vyrobit. Je dražší a téměř bez pulzačních rázu. Oproti tomu pístový kompresor nabízí zvládání vyšších tlaků.

4.1 Výhody a nevýhody šroubových kompresorů:

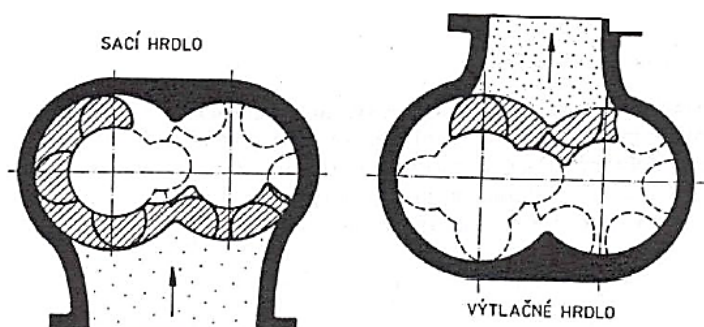
Výhodou šroubových kompresorů je:

- Jednoduchá údržba.
- Malé servisní náklady.
- Životnost kompresoru.
- Malé provozní náklady.
- Nízká pořizovací cena.
- Vysoký kompresní poměr.

Nevýhodou šroubových kompresorů je stály vestavěný tlakový poměr π a velký hluk při vysokých otáčkách



Obrázek 4 Řez šroubovým kompresorem č. 1 [1]



Obrázek 5 Řez šroubovým kompresorem č. 2 [1]

4.2 Rozdělení šroubových kompresorů

Šroubové kompresory se dělí podle:

Vyhotovení:

- Bezmazné
- Mazané

Počet stupňů: □

- Jednostupňové
- Dvoustupňové
- Třístupňové

Profilů rotorů:

- Cykloidní
- Nesymetrický
- Sigma

4.3 Bezmazné kompresory

Dělí se ještě na bezmazné suché a bezmazné se vstřikem vody, jako chladicí kapalinou.

V tomto případě jsou rotory vázány dvojicí synchronizačních kol. Běžné otáčky jsou od 3000–20000 [min^{-1}] kde je účinnost příznivá. Tyto kompresory jsou vybaveny převodovkami do rychla, kvůli obvodovým rychlostem, které běžně dosahují rychlosti 75–100 [m.s^{-1}]. Konstrukce jsou jednostupňové s tlakovým poměrem 3–5, dvoustupňové a třístupňové pro tlaky až do 4 MPa, zde používáme mezichlazení.

Maximální pracovní teplota bezmazného ŠK je 250°C, takže u vzduchu tlakový poměr 4,5 a u plynu až 7. [1]

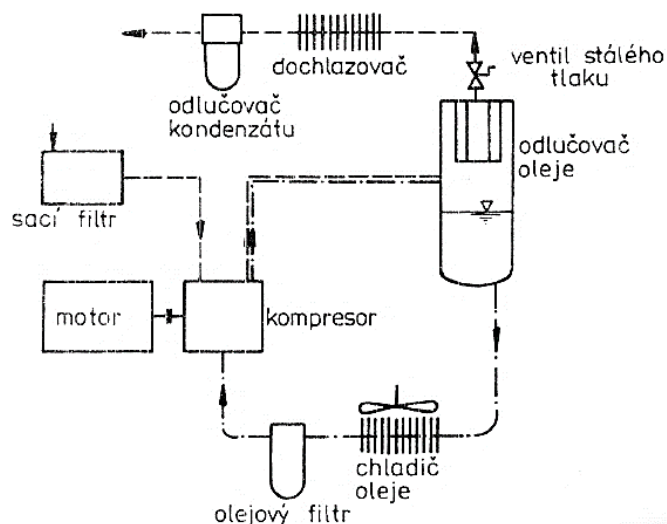
U vstřikování vody se musí dbát na to, aby nezpůsobovala korozi. Důležitá je čistota vody, nejlépe destilovaná. Odlučování vody ze vzduchu je mnohem jednodušší, než odstranění oleje. Tyto ŠK nacházejí své uplatnění zejména v uhelném průmyslu.

4.4 Mazané kompresory

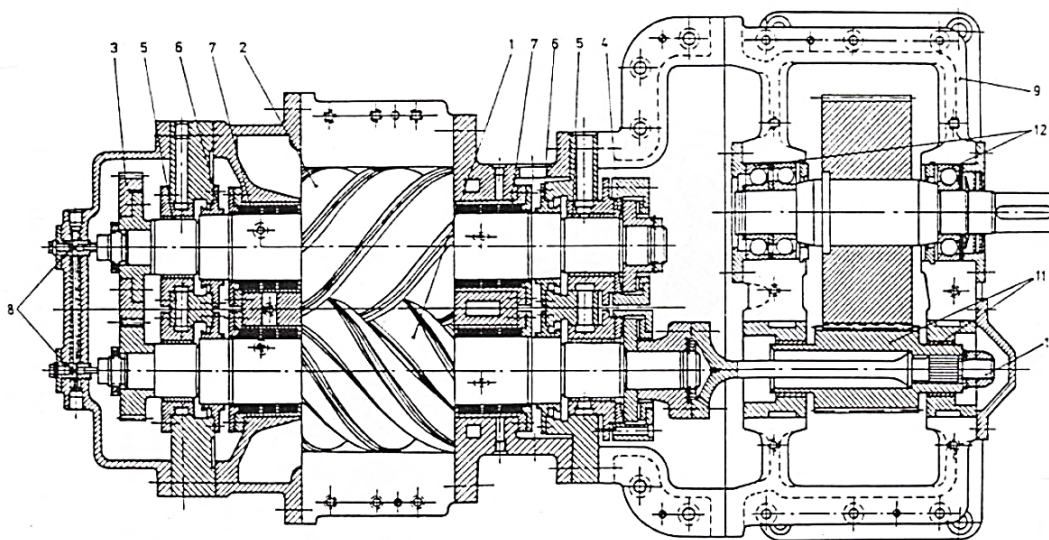
Zde již není potřeba synchronizačního soukolí, protože díky vstřikovanému oleji do pracovního prostoru dojde jeho ochlazení i mazání a to velmi účinně. Zvětšená

těsnost má za následek dosáhnutí tlakového poměru až 15 u jednostupňového ŠK a až na 2,5 [MPa] u dvoustupňového ŠK. Na výtlaku teplota nepřesáhne 100 [°C]. Díky mazání může kompresor pracovat na nižších otáčkách, tím pádem nepotřebuje převodovku. Dopravované množství může dosáhnout až 4000 [m³.h⁻¹].

Kvůli odlučování oleje se ke kompresorům dodává značné množství příslušenství, hrubý a jemný odlučovač oleje, atd. Z důvodu těsnění jsou použity labyrintové ucpávky na valivých ložiscích.



Obrázek 6 Princip mazání šroubového kompresoru. [1]



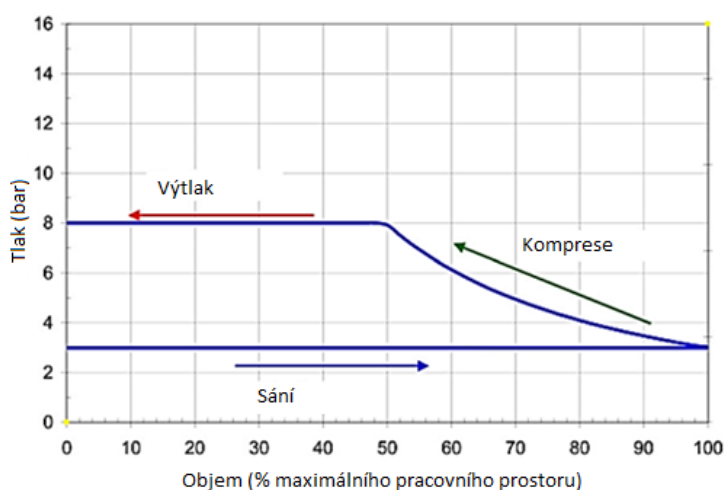
Obrázek 7 Popis šroubového kompresoru [3]

1,2 - rotory, 3 - synchronizační ozubení, 4 - axiální ložisko, 5 - radiální kluzná ložiska, 7 – ucpávky hřídelů, 8 - mazání hřídelů, 9 - převodovka, 10 - torzní hřídel, 11 - uložení pastorku převodové skříně, 12 - kuličková ložiska převodové skříně

4.5 Pracovní oběh šroubového kompresoru

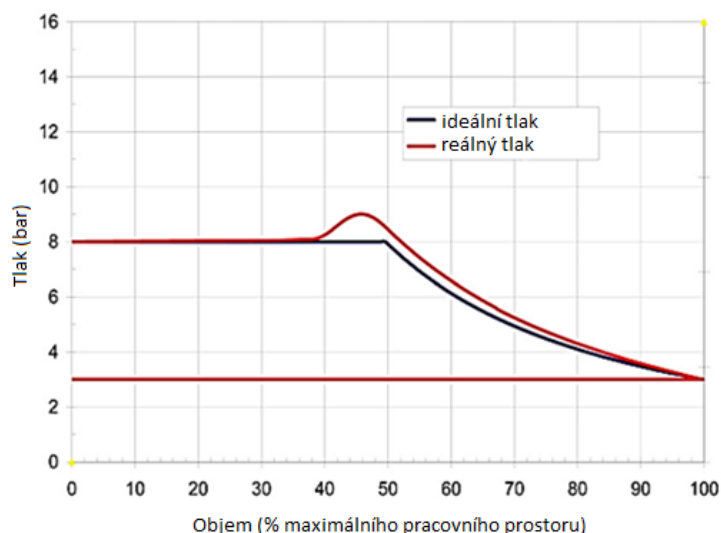
Pracovní oběh šroubového kompresoru se da popsat jako sání – komprese – výtlač a pracovní oběh není uzavřen.

Oběh šroubového kompresoru se i v ideálních podmínkách liší od strojů s ventilovým rozvodem. Komprese je ukončena v momentě, kdy špice zubů rotorů dosáhnou hrany výstupního otvoru. Je-li tlak na výstupu shodný s tlakem plynu v síti, tak dojde k plynulému vytlačování bez tlakových rázů. Šroubové kompresory nemají škodlivý prostor. Výkonnost je nezávislá na tlaku v sání. Jen vnitřní netěsnosti způsobují pokles výkonnosti. Tlaková charakteristika jednostupňového šroubového kompresoru je jen lehce skloněná. [9]

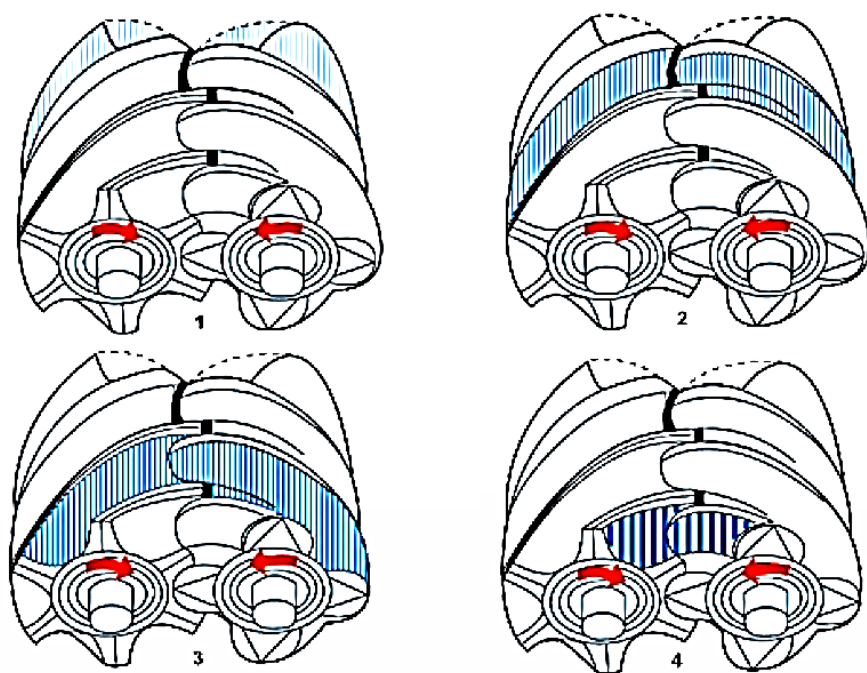


Obrázek 8 Pracovní oběh šroubového kompresoru [9]

Na následujícím obrázku je vyznačeny rozdíl mezi ideálním a reálným pracovním oběhem šroubového kompresoru.



Obrázek 9 p-V diagram ideálního a reálného šroubového kompresoru [9]

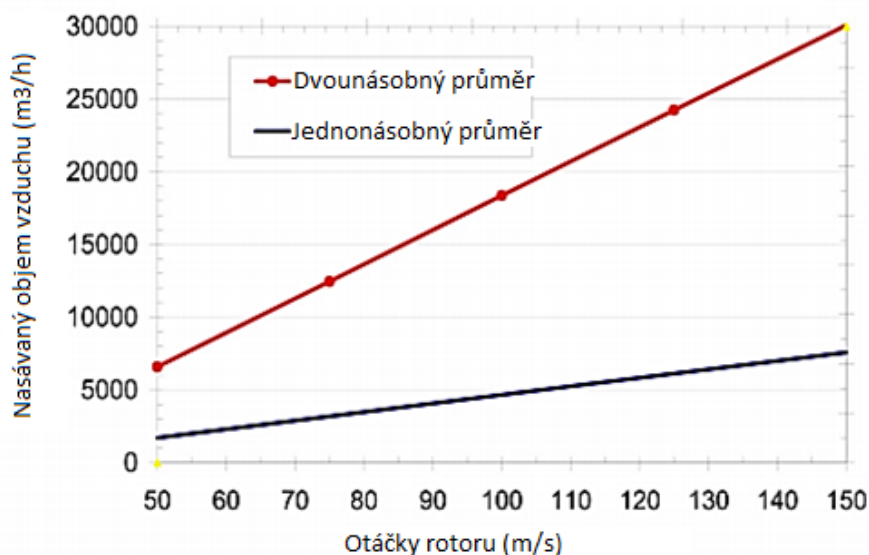


Obrázek 10 Pracovní oběh šroubového kompresoru [5]

4.6 Pracovní podmínky šroubových kompresorů a jejich změny

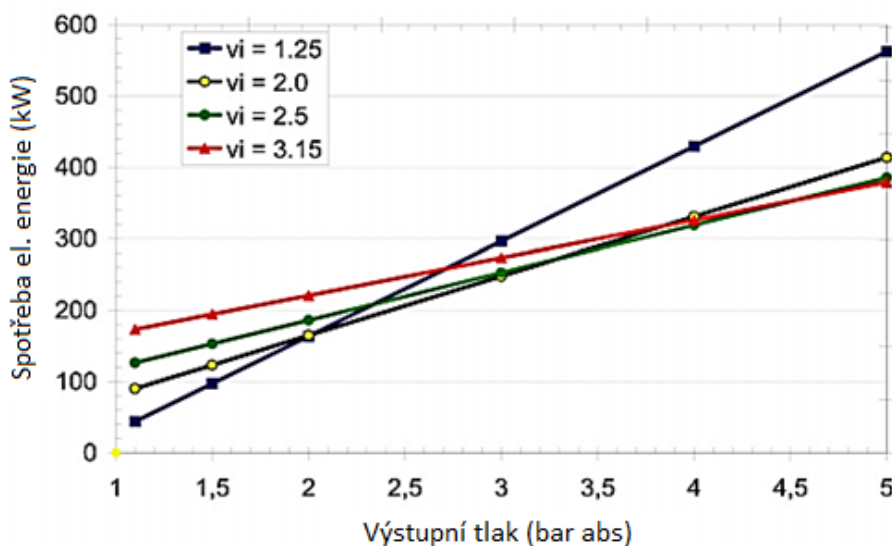
4.6.1 Změna nasávaného objemu

Objem nasávaného vzduchu se mění lineárně s rychlostí rotoru. I spotřeba elektrické energie se blíží lineární závislosti. Na obrázku jde vidět porovnání rychlosti dvou šroubových kompresorů s různým průměrem.



Obrázek 11 Dopravované množství dvou různých šroubového kompresoru. [5]

Závislost výstupního tlaku na elektrické spotřebě pro různé vestavěné tlakové poměry.

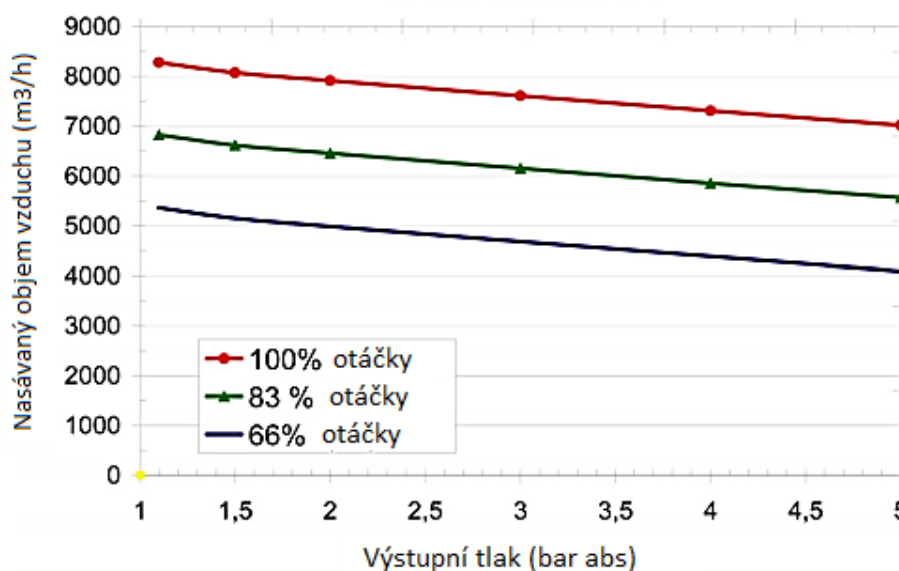


Obrázek 12 Závislost výstupního tlaku na příkonu. [5]

4.6.2 Změna tlaku na výstupu

Jelikož šroubové kompresory nemají pompáž, kompresní poměr je omezen teplotou na výstupu a mechanickými hodnotami (zatížení ložisek a namáhání hřídele).

V grafu jde vidět vztah mezi množstvím nasátého vzduchu a výstupním tlakem při různých otáčkách.



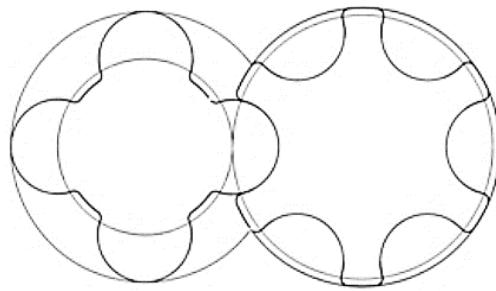
Obrázek 13 Dopravované množství v závislosti na výstupní tlak. [5]

4.6.3 Vliv profilu zubů rotorů na šroubový kompresor

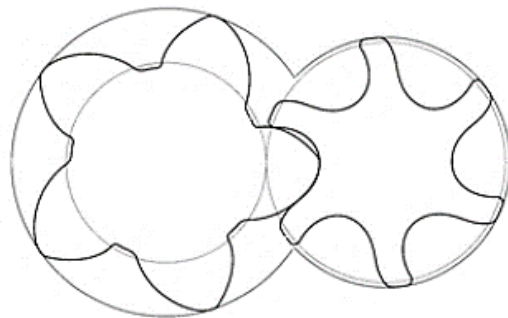
Profil zubů má také vliv na využití pracovního prostoru, kruhový původní tvar byl, na konci 60. let, vystřídán nesymetrickým tvarem rotoru a statoru. Díky příznivějšímu profilu bylo dosaženo lepších provozních parametrů. Momentálně se používá profil sigma, který zaručuje vyšších výkoností za stejného příkonu a větší rozsah tlaků. U mazaných jednostupňových kompresorů můžeme dosáhnout tlakového poměru σ_c až 25. [1]

U šroubových profilů symetrických je škodlivý prostor zanedbatelný, u nesymetrických je to asi 0,2%.

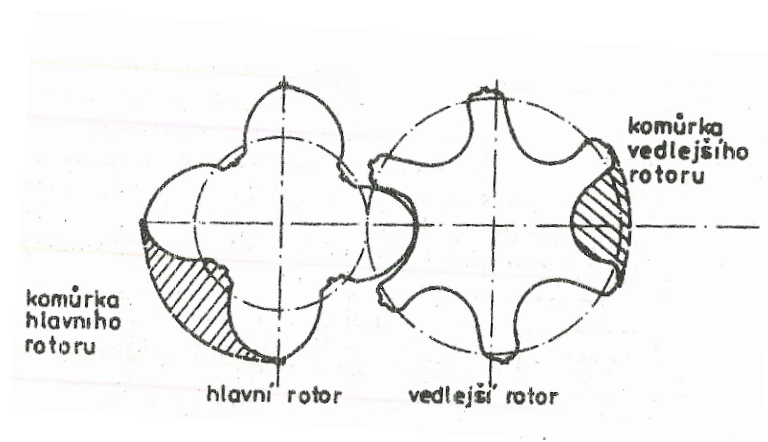
Poměr mezi délkou činné části rotoru a průměrem rotoru bývá mezi 1-2, nejčastěji se používá 1,65.



Obrázek 14 Symetrický profil. [1]



Obrázek 15 Sigma profil. [1]



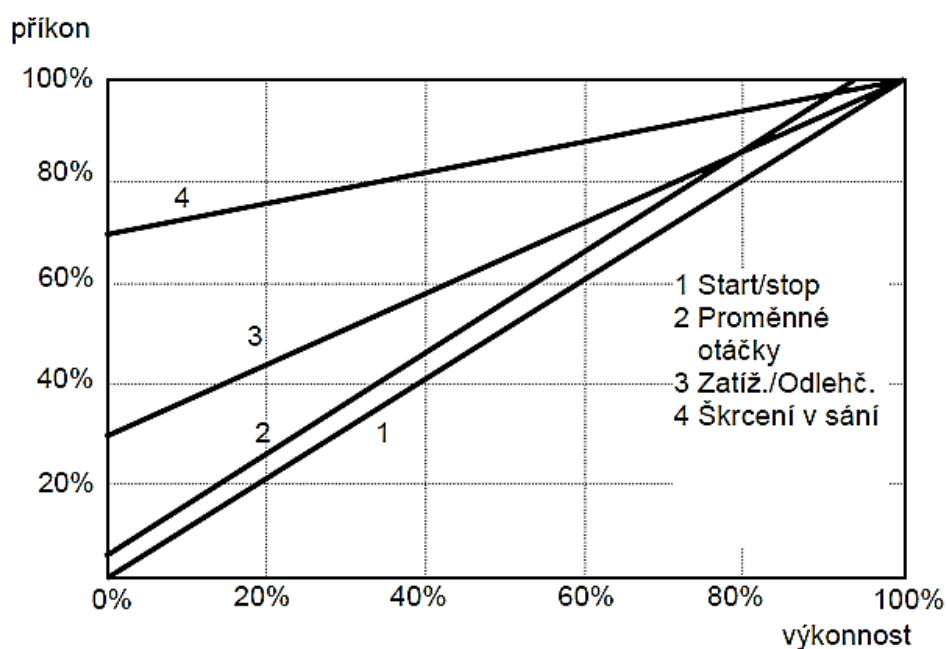
Obrázek 16 ČKD profil. [2]

4.7 Regulace šroubových kompresorů

Kompresor pracuje nejehospodárněji, jen pokud je plně zatížen. Vzhledem k nekonstantní spotřebě vzduchu, která je spjatá s výrobním cyklem, je regulace velice důležitá část. Energetické ztráty jsou minimalizovány automatickým systémem, pokud aspoň jeden kompresor má příslušnou ekonomickou regulaci. [3]

Možnosti regulace:

- Uzavřením sání (chod naprázdno).
- Změnou otáček.
- Škrcením v sání.
- Start-stop, vypínáním a zapínáním pohonu.
- Přepouštěním z výtlaku do sání.
- Zkrácením činné délky rotorů.
- Změnou kompresního poměru.
- Regulace kombinovaná.



Obrázek 17 Graf určitých způsobů regulace. [5]

4.7.1 Regulace uzavřením sání

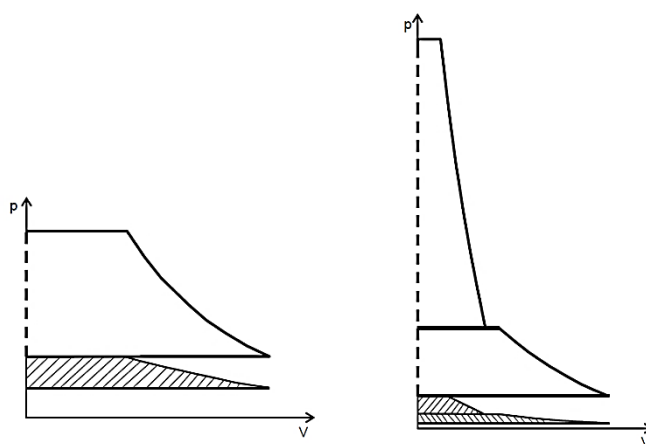
Regulovatelnou klapku, která je umístěná před sacím hrdlem, mají všechny vzduchové bezmazné šroubového kompresory. Klapku jde využívat nejen k jištění při najíždění stroje, ale i při odstavování, nebo k jeho regulaci. Při regulaci se střídá volnoběh s plným zatížením. Počet zásahů nepřekračuje 20 za hodinu, vhodné využití tato regulace nachází u sítě, která má schopnost garantovaného kolísání tlaku pod 5%. Regulace se provádí pomocí nastavené tlakové difference. [3]

Regulační zásah probíhá:

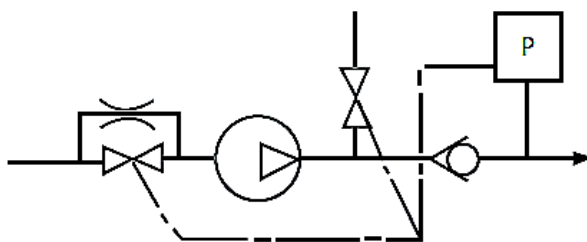
- Zavírá se klapka v sacím potrubí.
- Otevírá se odfukový ventil do sacího potrubí.
- Zpětný ventil ve výtlaku se uzavírá automaticky.
- Výkonnost klesá na nulu, příkon úměrně roste s tlakem.
- Mechanické ztráty se nemění.

Tato regulace je jednoduchá, ale ekonomicky náročná, dlouhodobě regulování se nevyplácí. Příkon sice klesá na 15 – 25%, ale elektromotor pracuje s nízkou účinností.

Výhodou je, že se nemění teploty v soustrojí.



Obrázek 18 p-V diagram regulace uzavřením sání. [5]



Obrázek 19 Schéma regulace uzavřením sání. [5]

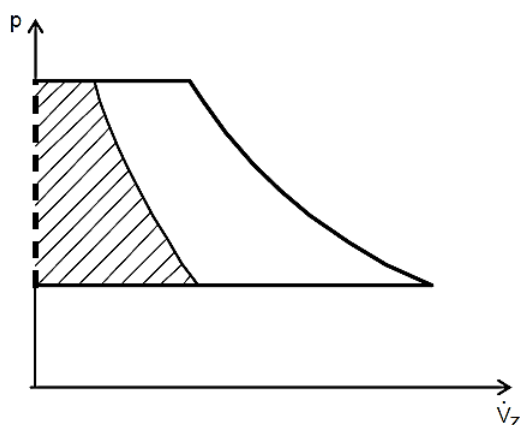
4.7.2 Regulace změnou otáček

Změna otáček je jednou z nejelekonomičtějších způsobů jak přizpůsobit výkonnost kompresorů potřebám spotřebičů. S otáčkami se úměrně mění výkonnost, ale krouticí moment a tlak v sání i na konci zůstává konstantní. Ztráty absolutní se nemění, protože se velikost průtočných ploch i difference tlaku nemění. Při poklesu otáček rotoru klesá součinitel λ .

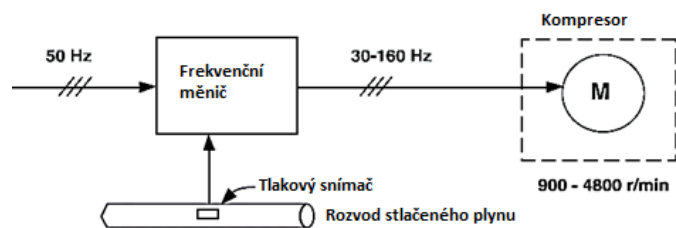
Nechtěným důsledkem této regulace je nárůst teploty na závěr komprese. Skrze vnitřní netěsnosti je sdíleno kompresní teplo menšímu množství plynu, tudíž je plyn silně ohříván.

Při snížení otáček pod 50% dochází k ohrožení provozu s možným vzájemným kontaktem částí rotoru. To vše kvůli zvýšené teplotě, abychom zabránili tomuto stavu, je kompresor při poklesu na 50% jmenovitých otáček uveden do běhu na prázdno. Po zvýšení odběru ze sítě je možno zařízení připojit zpátky.

Ke změně otáček používáme třífázový elektromotor s frekvenčním měničem, například je používán vysokootáčkový elektromotor Siemens, u kterého můžeme měnit otáčky v rozsahu 900 – 5000 za minutu elektronickým měničem frekvence 30 – 166 Hz. To znamená plynulou regulaci v rozsahu 16 – 100 %. V tomto případě šroubový kompresor nemá převodovou skříň a otáčky se plynule mění podle tlaku v síti. Tímto způsobem je zajištěno dodání přesného množství vzduchu dle potřeby sítě. Rozsah elektromotoru se plynule mění mezi 22 – 100% a s ním i výkon chladicího ventilátorů. Kompresor je schopen zareagovat na obrovské výkyvy mezi 5-6 sekundami, bez kolísání tlaku o více než 0,3 bar. Spotřeba elektrické energie je rovna aktuální spotřebě vzduchu. [9]



Obrázek 20 p-V diagram regulace změnou otáček. [5]



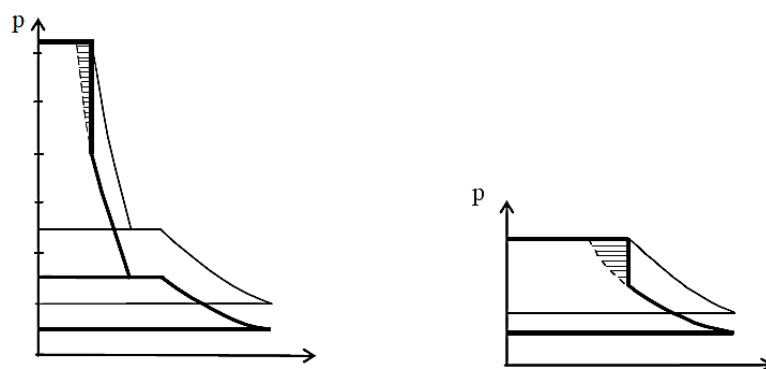
Obrázek 21 Schéma regulace změnou otáček č. 2. [5]

4.7.3 Regulace škrcením v sání

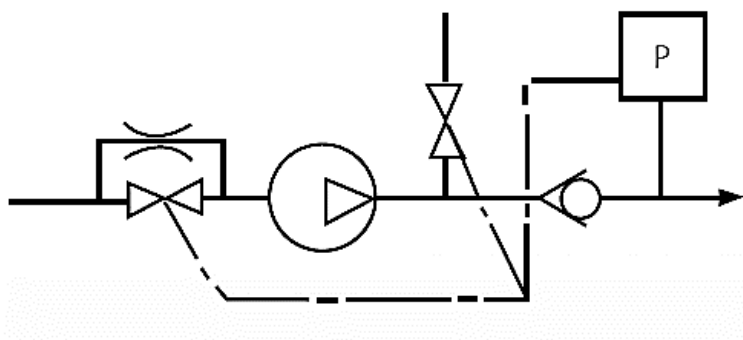
U šroubových kompresoru mazaných menších výkonů se používá tato regulace, která není energeticky výhodná a značně hlučná. V momentě propojení pracovního prostoru a výtlačkem dojde k prudkému vyrovnání tlaků s rázovou kompresí.

V sacím potrubí je škrticí klapka, která slouží k jištění najíždění a odstavování. Tlaková difference na cloně je řídicím prvkem.

U dvoustupňového šroubového kompresoru jde regulace poznat až na druhém stupni.



Obrázek 22 p-V diagram regulace v sání. [5]



Obrázek 23 Schéma regulace v sání. [5]

5 Výkonost šroubového kompresoru

5.1. Charakteristika objemové výkonnosti

Objemová výkonnost \dot{V}_d [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je složka nasátého množství plynu \dot{V}_n [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], který je dopraven do spotřebiče. Průtok \dot{V}_d se od \dot{V}_n liší o množství objemových ztrát do okolí \dot{V}_o .

Množství plynu dopravovaného \dot{m}_d [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] je hmotnostní průtok na výtlaku. Dopravované množství se řídí normou ISO 1217. Většinou se používá přepočten na technické metry krychlové m_N^3 , při stavu 1 bar a teplotou 20 °C.

Norma ČSN ISO 8011 říká:

- \dot{V}_d = "skutečná výkonnost"
- \dot{m}_d = "hmotnostní výkonnost"
- \dot{V}_{dN} i \dot{V}_{dn} = "standardní výkonnost"

Výkonnost šroubového kompresoru je závislá na:

Velikost pracovní komůrky.	V_K	$[\text{m}^3]$
Počet zubů hlavního rotoru.	z_H	[1]
Otáčky hlavního rotoru.	n_H	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
využití pracovního prostoru.	λ	[1]

Skutečné dopravované množství

$$\dot{V}_d = V_K \cdot z_H \cdot n_H \cdot \lambda \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

Velikost pracovní komory V_K [m^3] je prostor mezi párovými zuby hlavního a vedlejšího rotoru při konci sání po uzavření vstupního otvoru.

Pracovní prostor je ještě označován za pomoci zdvihového objemu V_z .

$$V_z = V_K \cdot z_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$$

Otáčky šroubového kompresoru jsou úzce vázány na optimální obvodovou rychlost hlavního rotoru u .

U plynů s velkou plynovou konstantou r nemůžeme dosáhnout přijatelné účinnosti.

Součinitel λ je závislý na všech popisovaných jevech a lze vyjádřit jako:

$$\lambda = \frac{\pi \cdot \sqrt{r \cdot T_n}}{u} \quad [1]$$

5.2. Stanovení výkonnosti šroubového kompresoru

Můžeme určit mnoha způsoby:

a) Vypočtením izotermického příkonu,

$$P_{it} = p_1 \cdot \dot{V}_d \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [kW \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}]$$

z výkonnosti \dot{V}_d a celkové izotermické účinnosti η_{cit} ze vztahu.

$$P_e = \frac{P_{it} \cdot \dot{V}_d}{\eta_{cit}} \quad [kW]$$

b) Z předem vypočítané hodnoty statistického modelu a to hodnoty měrného efektivního příkonu P_e .

$$P_e = P'_e \cdot \dot{V}_d \quad [kW]$$

c) Pomocí izoentropického příkonu,

$$P_{ie} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_s \cdot V_d \cdot (\sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \quad [kW]$$

kde je teoretický příkon vztažený na teoretickou výkonnost.

$$P_t = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_s \cdot V_t \cdot (\sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \quad [kW]$$

Protože platí vztah,

$$P_{ie} = P_t \cdot \lambda \quad [kW]$$

tak efektivní příkon bude

$$P_e = \frac{P_{ie}}{\eta_{cie}} = \frac{P_t \cdot \lambda}{\eta_{cie}} \quad [kW]$$

Příkon šroubového kompresoru dále můžeme určit ze vztahu, kde P_d jsou dynamické ztráty.

$$P_e = P_e + P_d \quad [kW]$$

Celková izoentropická účinnost lze vyjádřit

$$\eta_{cie} = \frac{P_{ie}}{P_e} = \frac{P_t \cdot \lambda}{P_t + P_d} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \lambda + \frac{P_d}{P_t})} \quad [1]$$

Celková izoentropická účinnost tedy zahrnuje tyto hlavní ztráty:

- Objemové ztráty netěsností $(1 - \lambda)$. P_t jsou nezávislé na otáčkách. Když rostou otáčky, roste i výkonnost a přitom se absolutní hodnota ztrát netěsnostmi nemění. Klesá jejich relativní hodnota.
- Dynamické – tření, škrcení - rostou s otáčkami.
- Rozdíl mezi skutečným a vestavěným tlakovým poměrem.

6 Součinitel využití pracovního prostoru λ

Součinitel využití pracovního prostoru λ – lambda je brán jako univerzální parametr. Zahrnuje vliv kinematických a geometrických faktorů i termodynamických účinků na stlačovaný plyn. Změna hodnoty součinitele λ nás informuje o možném nárůstu příkonu. [1]

$$\lambda = 1 + A - B \quad [1]$$

1 - Charakteristika teoretické účinnosti podle geometrických rozměrů

A - Faktor přeplnění: Popisuje zvýšení teoretické účinnosti dynamickými účinky plynu na sání.

B - Faktor objemových ztrát: Určuje zmenšení teoretické výkonnosti, kvůli ztrátám.

Faktor A má vztah:

$$A = k_1 \cdot Ma \quad [1]$$

$$Ma = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_s}} \quad [1]$$

k_1 – Funkce úhlu φ natočení, délky a průměru hlavního rotoru.

Ma - Machovo číslo vztažené pro vlastnosti plynu v sání.

u Obvodová rychlost. [m.s⁻¹]

a Rychlost vzduchu. [m.s⁻¹]

T_s Teplota vzduchu v sání. [K]

R Plynová konstanta. [J.kg⁻¹.K⁻¹]

κ Izoentropický exponent. [1]

Faktor B má vztah:

$$B = k_2 \cdot k_3 \cdot (\sigma + k_4) \cdot \frac{1}{Ma} \quad [1]$$

k_2 – Součinitel vlivu velikosti stroje, velikosti vřtu a délky těsnící linie.

k_3 – Součinitel vlivu vlastností stlačovaného plynu

k_4 – Součinitel vlivu vestavěného tlakového poměru

σ – Vestavěný tlakový poměr.

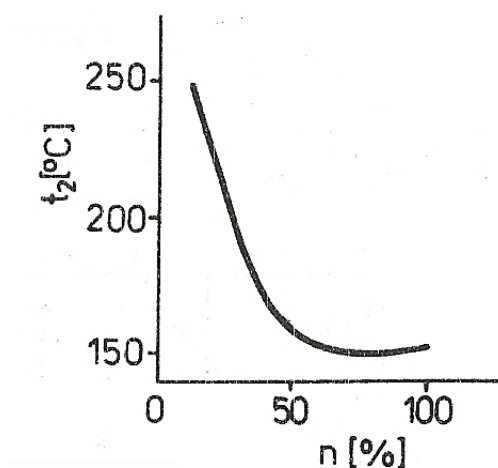
Zjednodušený vztah pro součinitel využití pracovního prostoru:

$$\lambda = \frac{\pi \cdot \sqrt{r \cdot T_n}}{u} \quad [1]$$

Součinitel λ je úzce spjat s otáčkami kompresoru, jelikož je závislý na vnitřních netěsnostech. Abychom zvýšili účinnost, musíme zvýšit otáčky rotorů. Pro vyšší otáčky je většinou potřeba použít převodovku.

Úměrně s poklesem otáček a výkonnosti klesá součinitel využití pracovního prostoru.

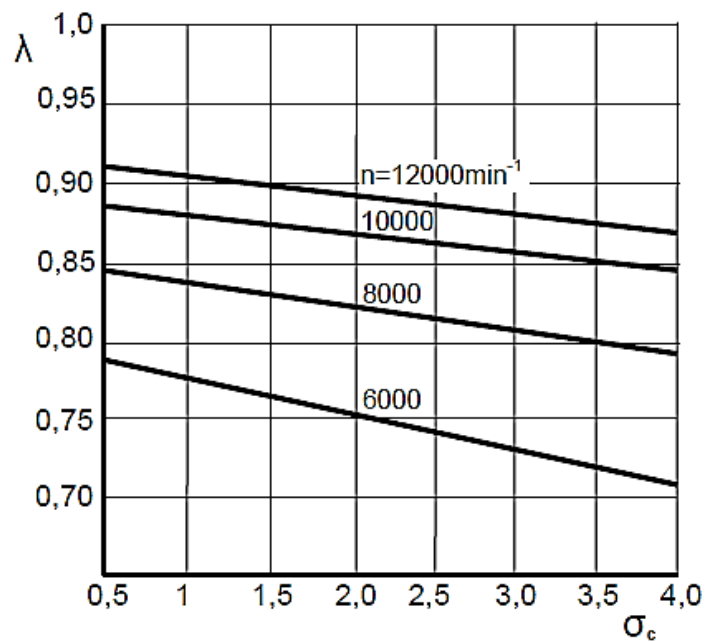
Pokud snížíme otáčky, tak na konci komprese teplota naroste, což je nechtěný důsledek. Netěsnostmi se předá teplo nasávanému plynu. [3]



Obrázek 24 Vliv změny otáček na teplotu. [3]

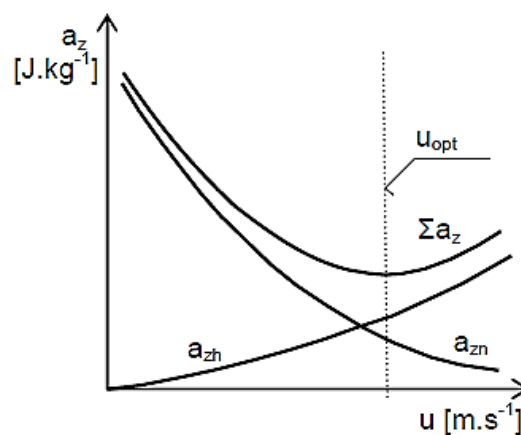
Otáčky šroubového kompresoru by měly dosahovat anebo se blížit k optimální obvodové rychlosti rotoru u což je jeden z hlavních technických údajů šroubového kompresoru.

V následujícím grafu je znázorněn vliv využití pracovního prostoru na otáčkách rotoru a tlakovém poměru. Čím vyšší otáčky, tím lepší využití pracovního prostoru.



Obrázek 25 Využití pracovního prostoru při různých otáčkách. [3]

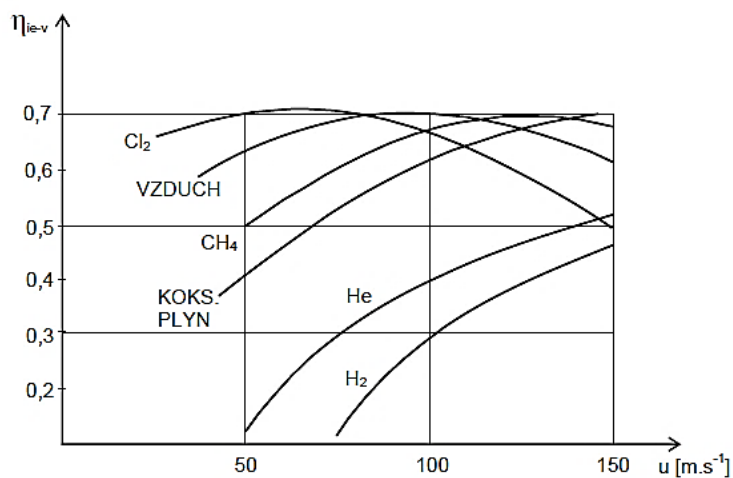
Jeden z hlavních parametrů, obvodová rychlost u je spojena se ztrátami energie, kvůli vznikajícím cirkulačním ztrátám, které se projeví i na příkonu kompresoru. V následujícím grafu jde vidět nalezené součtové hodnoty ztrát, které definují maximální vnitřní účinnost $\eta_{ie,v}$ kompresoru a tím nalézt i optimální obvodovou rychlost u_{opt} .



Obrázek 26 Závislost ideální obvodové rychlosti na ztrátách. [3]

Jako maximální rychlost kompresoru byla stanovena $u_{max} = 150[m.s^{-1}]$, kvůli konstrukci a vlastnostem materiálu. U lehkých plynů s velkou plynovou konstantou r

nedosáhneme přijatelné účinnosti. V následujícím obrázku jde vidět závislost účinnosti na obvodové rychlosti pro různé plyny. [1]



Obrázek 27 Vliv obvodové rychlosti na účinnost. [1]

Doporučená rychlost rotorů závisí na měrné individuální plynové konstantě r .

Vzduch	80 – 120	$[m.s^{-1}]$
Metan	100 – 150	$[m.s^{-1}]$
Chlor	50 -75	$[m.s^{-1}]$
CO ₂	60 - 95	$[m.s^{-1}]$

Tabulka 3 Ideální obvodové rychlosti pro různé plyny

7 Ztráty šroubového kompresoru

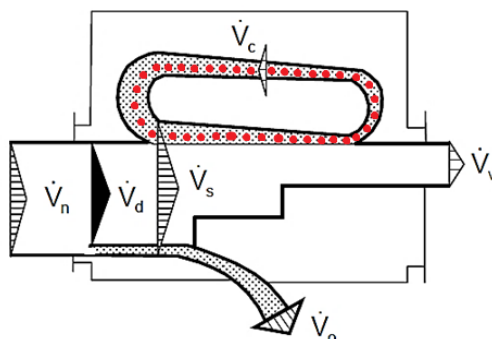
Vznik ztrát v kompresoru je ovlivněn jeho stavem i parametry provozu kompresoru. Průměr, délka rotoru a přesnost výroby určují ztráty netěsnostmi. Při malé obvodové rychlosti narůstají dynamické ztráty, roste teplota na výstupu a klesá součinitel využití pracovního prostoru. Dále jsou ztráty ovlivněny druhem stlačovaného plynu, každý plyn má jiné vlastnosti a jiné ideální otáčky rotoru pro zajištění nejlepší účinnosti.

V Sankeyových diagramech lze snadno vidět co se děje uvnitř kompresoru, můžeme pozorovat závislost objemové výkonnosti kompresoru \dot{V}_d , na množství nasátého plynu \dot{V}_n i objemové ztráty do okolí \dot{V}_o .

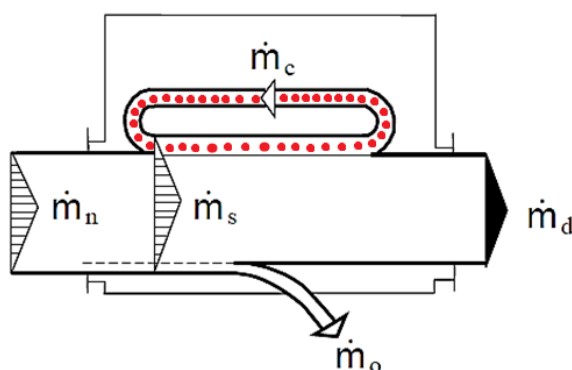
Cirkulační ztráty \dot{V}_c , které zůstávají v kompresoru kvůli vnitřním netěsnostem, ovlivňují množství nasátého plynu do pracovního prostoru. Plnění pracovního prostoru \dot{V}_s klesá, protože je součtem $\dot{V}_n + \dot{V}_c$. Cirkulační ztráty jsou popsány v další kapitole.

7.1. Sankeyovy diagramy

Červenou barvou jsou zaznačeny cirkulační ztráty, které snižují množství nasátého plynu a tím snižují celkovou účinnost.



Obrázek 28 Objemové schéma. [1]

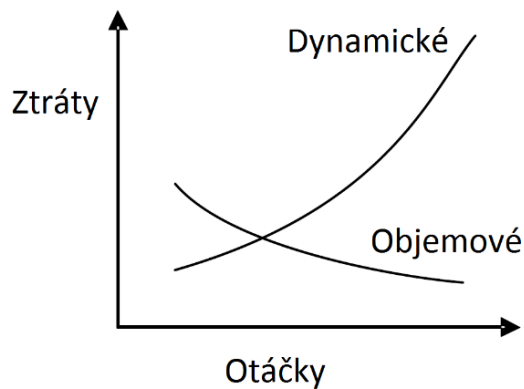


Obrázek 29 Hmotnostní schéma. [1]

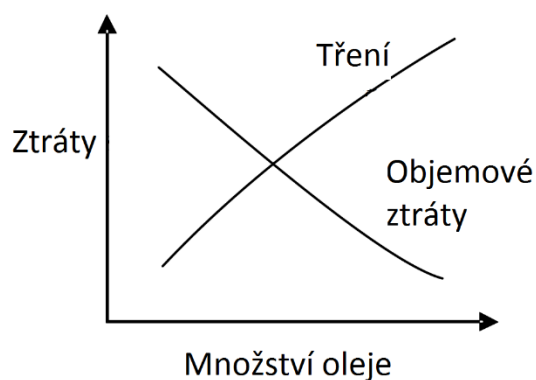
7.2. Rozdělení objemových ztrát kompresoru

Objemové ztráty šroubového kompresoru se dají rozdělit na:

- Cirkulační ztráty - ztráty vlivem vnitřních netěsnosti
 - Netěsnosti mezi rotory a skříní kompresoru
 - Netěsnosti na čelní straně sání a výtlaku
 - Netěsnost mezi rotory kompresoru.
- Vlivem rozdílu tlaku na výstupu ze šroubového kompresoru.
 - Rázová komprese



Obrázek 30 Závislost otáček na ztráty [1]



Obrázek 31 Vliv oleje na ztráty [1]

8 Cirkulační ztráty

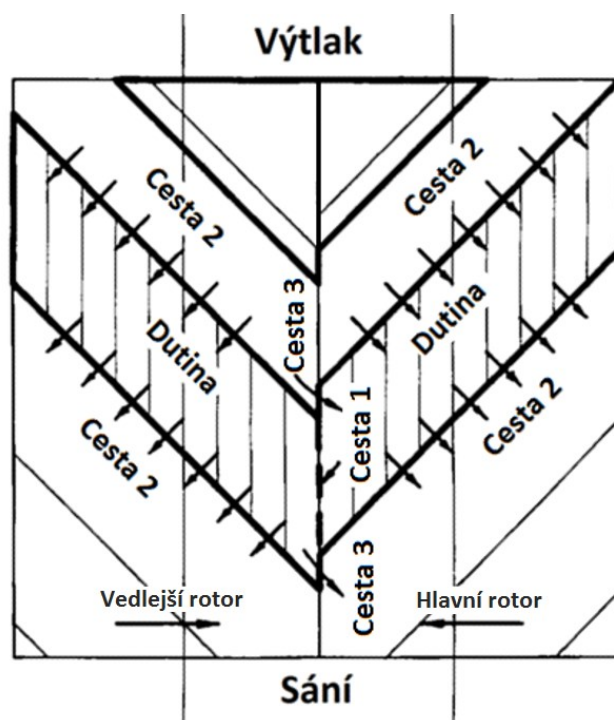
Tématem cirkulačních ztrát se mnoho lidí nezajímá, jelikož z technologických důvodů je potenciál na zlepšení dané problematiky vyčerpán. Bylo velice obtížné najít podklady většina literatury, ve které se cirkulační ztráty objevují, jsou zaměřené na CFD (Computational Fluid Dynamics – Modelování dynamiky kapalin přes počítač). [9]

8.1 Cesty objemových průtoků

Výkonnost kompresorů je nejvíce ovlivněna cirkulačními ztrátami, které se dají rozdělit do šesti cest.

- **Cesta 1:** Mezera mezi rotory
- **Cesta 2:** Mezera mezi rotory a skříní kompresoru
- **Cesta 3:** Plyn, který zůstává v „hluchém prostoru“ před první komůrkou za sacím hrdlem
- **Cesta 4:** Plyn, který zůstává v „hluchém prostoru“ za poslední komůrkou před výtlakem
- **Cesta 5:** Mezera mezi čelní stranou rotoru a stěnou skříně na vstupu
- **Cesta 6:** Mezera mezi čelní stranou rotoru a stěnou skříně na výstupu

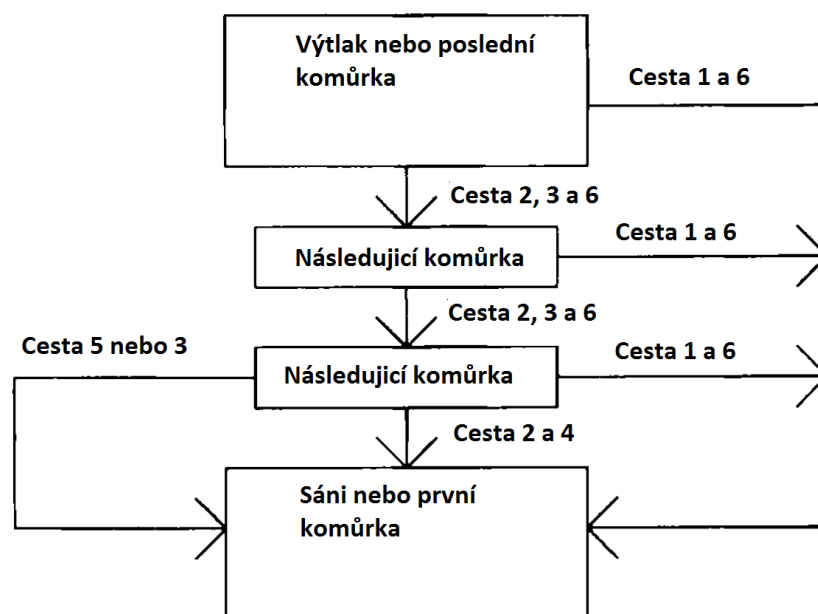
Některé z cest jsou znázorněny na následujícím obrázku, u běžného šroubového



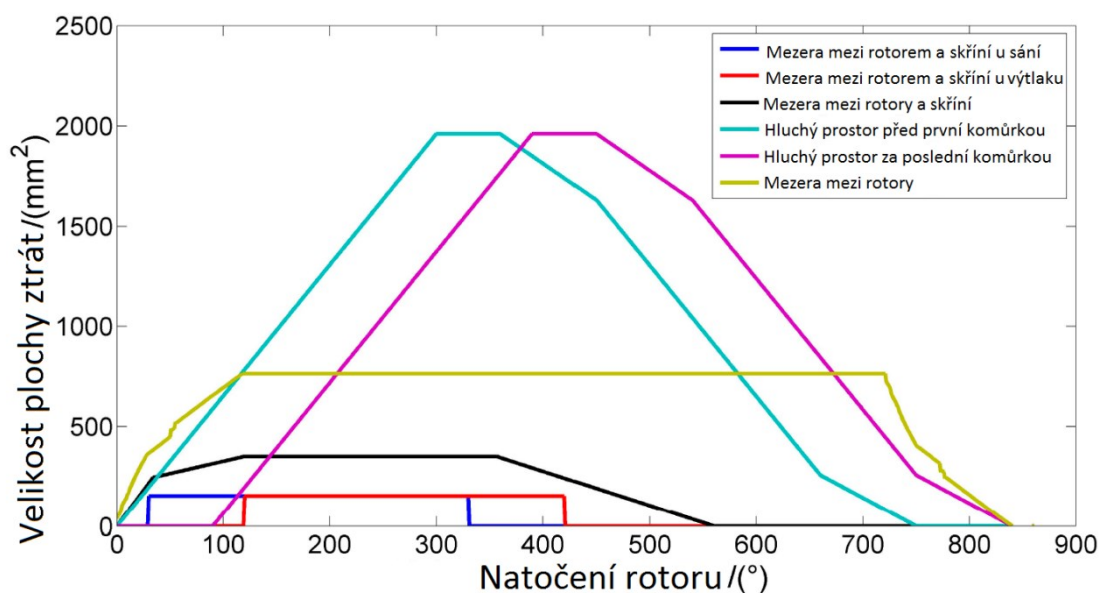
kompresoru vznikají dvě nebo tři dutiny (komůrky), ve kterých probíhá komprese.

Každá cesta cirkulační ztráty mění svůj směr a svoji plochu v závislosti s natočením rotorů. Schématické znázornění cest cirkulačních ztrát, je vidět na dalším obrázku.

Znázornění objemových průtoků - cirkulačních ztrát



Obrázek 33 Schéma cest cirkulačních ztrát [11]



Obrázek 34 Vliv velikosti plochy ztráty na natočení rotoru [11]

Vnitřní netěsnosti jsou nejvíce ovlivněny rozměry rotorů, které rozhodují o výšce e štěrbin mezi rotory a mezi rotory a statorem. U menších strojů je poměr e/D větší a tudíž je součinitel λ menší.

Cesta	1	2	3	4	5	6
Průměrná velikost průtočné plochy	šestá	druhá	třetí	první	čtvrtá	pátá
Objemový průtok	třetí	druhá	první	pátá	šestá	čtvrtá

Tabulka 4 Seřazení cirkulačních ztrát dle závažnosti [11]

Cesta	Mazaný kompresor	Větší kompresní poměr	Větší teplota plynu
Cesta 1: Mezera mezi rotory	<i>snížení</i>	<i>zvýšení</i>	<i>snížení</i>
Cesta 2: Mezera mezi rotory a skříní kompresoru	<i>snížení</i>	<i>snížení/zvýšení</i>	<i>snížení</i>
Cesta 3: Plyn, který zůstává v „hluchém prostoru“ před první komůrkou za sacím hrdlem	<i>snížení</i>	<i>žádná změna</i>	<i>žádná změna</i>
Cesta 4: Plyn, který zůstává v „hluchém prostoru“ za poslední komůrkou před výtlakem	<i>snížení</i>	<i>žádná změna</i>	<i>žádná změna</i>
Cesta 5: Mezera mezi čelní stranou rotoru a stěnou skříně na vstupu	<i>snížení</i>	<i>žádná změna</i>	<i>snížení</i>
Cesta 6 : Mezera mezi čelní stranou rotoru a stěnou skříně na výstupu	<i>snížení</i>	<i>žádná změna</i>	<i>snížení</i>

Tabulka 5 Vliv provozních hodnot na cirkulační ztráty [11]

8.2 Vzorový příklad měření cirkulačních ztrát

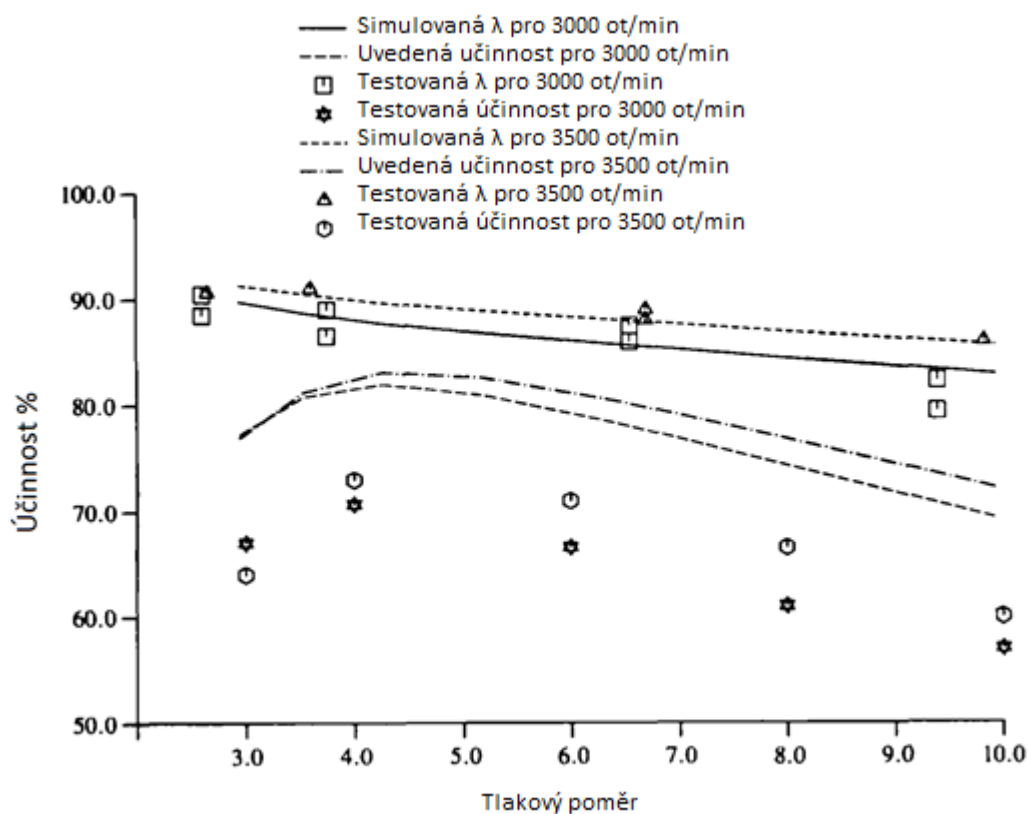
Vzorový příklad cirkulačních ztrát na účinnost kompresoru, který je používán pro chlazení. [11]

- Profil rotorů: SRM D standard,
- Kombinace komůrek hlavního a vedlejšího rotoru: 4 + 6,
- Průměry rotorů: 163,2 [mm],
- Úhel uzavření hlavního rotoru: 322°,
- Poměr délky a průměru: 1,93,
- Objemový poměr axiálního výtlačného otvoru: 5,0,
- Objemový poměr radiálního výtlačného otvoru: 3,6.

Provozní podmínky jsou následující:

- Chladivo: R22,
- Kondenzační teplota: 298,15 [K] (což odpovídá kondenzačnímu tlaku: 10.44 bar),
- Vypařovací teplota: 263,15 do 233,15 [K] (což odpovídá tlakovému poměru: 2.95 - 9.95),
- Přehřátí: 30 [K],
- Tlak oleje před injekcí: 10 [bar],
- Teplota oleje před injekcí: 313.15 [K],
- Provozní rychlosti: 3000 a 3500 [ot/min].

Následující obrázek znázorňuje rozdíl mezi simulovanými a testovanými hodnotami pro výše specifikován kompresor. Výsledky jsou pro dvě rozdílné obvodové rychlosti, 3000 a 3500 [ot/min]. Pro obě dvě rychlosti ukazují stejné trendy a hodnoty. Křivky testované a simulované účinnosti mají stejný tvar. Poměr skutečné a uvedené účinnosti nám udává mechanickou účinnost kompresoru, která je pro určitý tlakový poměr a rychlost skoro konstantní. Což se dalo očekávat, protože je obvodová rychlost konstantní a mechanická účinnost na ní dominantně závisí. Vyšší obvodová rychlost znamená vyšší využití pracovního prostoru pro uvedené tlakové poměry. Narůst obvodové rychlosti sice snižuje relativní ztráty, ale zvyšují se ztráty třením. [11]

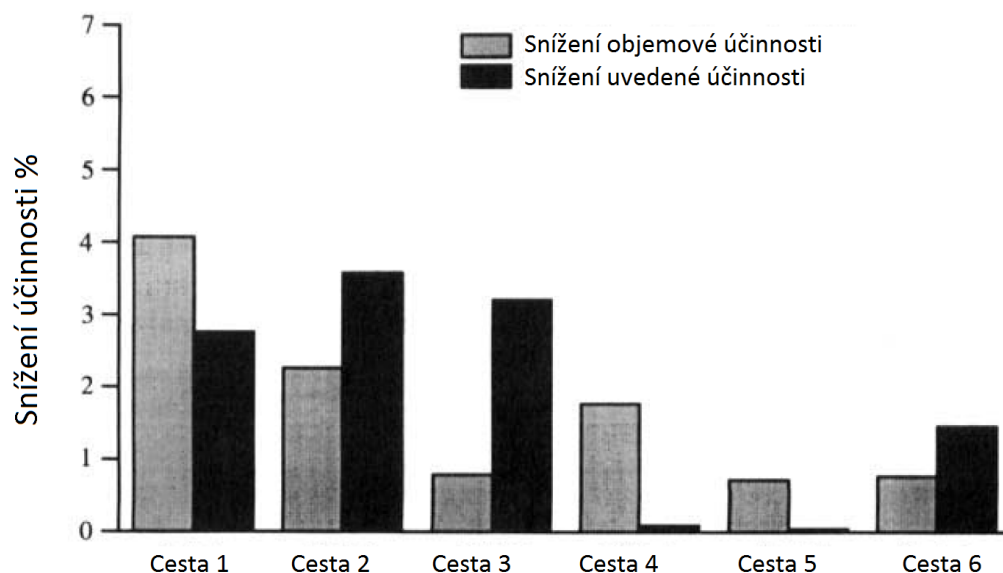


Obrázek 35 Simulované a testované účinnosti [11]

Tabulka číslo 5 ukazuje uniky z uvažované komůrky do předchozí komůrky a jejich rozdíl, pro obvodovou rychlost 3000 [ot/min] a teplotu vypařování 253.15 [K], jak jde vidět, největší ztráta vzniká mezi rotory během celé komprese.

	Nasáté množství [kg/min]	Množství, které jde do výtlaku [kg/min]	Cirkulační ztráta [kg/min]
Cesta 1	5,61	0,27	5,34
Cesta 2	16,83	13,79	3,04
Cesta 3	13,06	12	1,06
Cesta 4	2,42	0	2,42
Cesta 5	0,97	0	0,97
Cesta 6	3,80	2,84	0,96

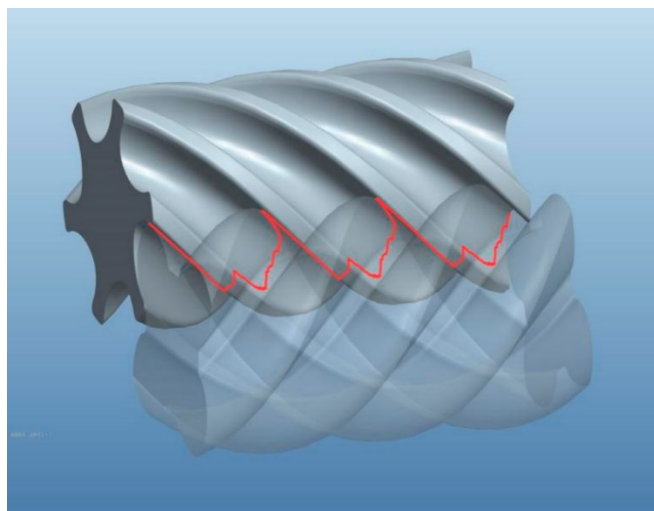
Tabulka 6 Cirkulační ztráty – průtoky při 3000 [ot/min] [11]



Obrázek 36 Snížení účinnosti jednotlivých cest [11]

8.3 Cesta 1: Mezera mezi rotory

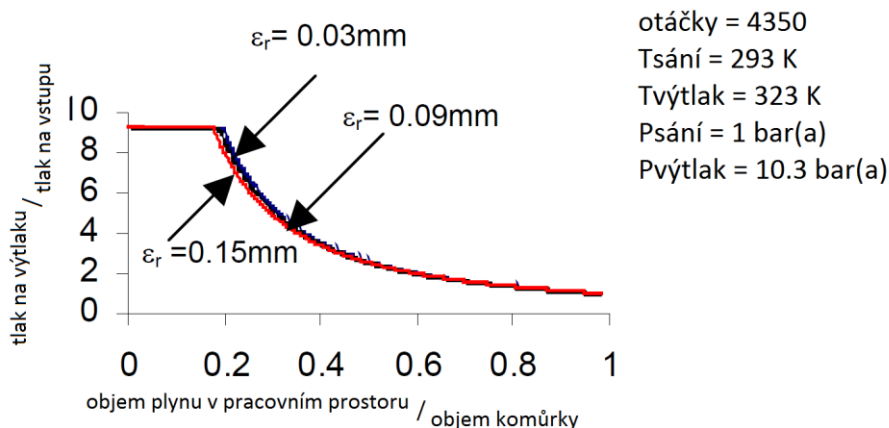
Plyn se vrací netěsností po celou dobu procesu komprese zpět k sání, a to při všech uhlech natočení rotorů. Jedná se o největší cirkulační ztrátu.



Obrázek 37 Mezera mezi rotory

Na následujícím P-V diagramu jde vidět vliv velikosti mezery na množství stlačeného plynu, nejlepší účinnost je při mezeře mezi rotory 0.03 [mm] a postupně se zhoršuje až do 0.15 [mm].

Jedná se o mazaný kompresor s hmotnostním poměrem olej/plyn 15, mezera mezi čelní stranou rotoru a výtlačkem 0.03 [mm], mezera mezi rotory a stěnou kompresoru 0.03 [mm] a plocha výtlačného hrdla 5.3 [mm]



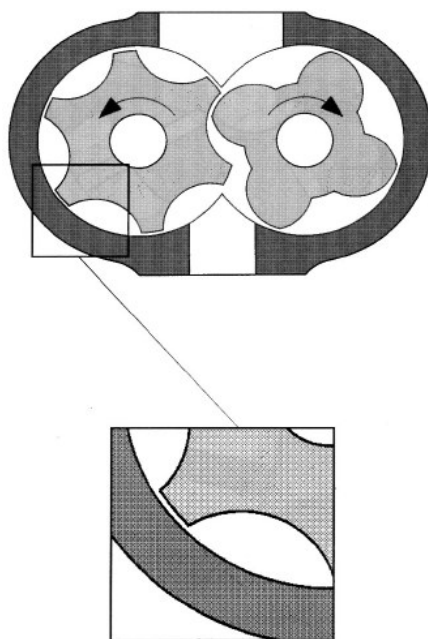
Obrázek 38 Vliv velikosti mezery mezi rotory na ztrátu

8.4 Cesta 2: Mezera mezi rotory a skříní kompresoru

U šroubových kompresorů závisí interní uniky plynu na přesnosti výroby šroubového rotoru a statoru. Jedná se o oblast setin milimetru. Konstrukcí je dáno, že mezi šroubovým rotorem a statorem musí být prstencová štěrbina, ve které vznikají ztráty, které snižují množství stlačeného plynu a zároveň zvyšují příkon.

U mazaných strojů tomu zabraňuje právě olej.

Výroba rotoru a statoru vyžaduje výjimečně vysokou výrobní přesnost, jinak dojde k otláčování šroubů a vzniku netěsnosti. Využití pracovního prostoru se výrobci snaží zlepšit zvýšením počtu otáček.



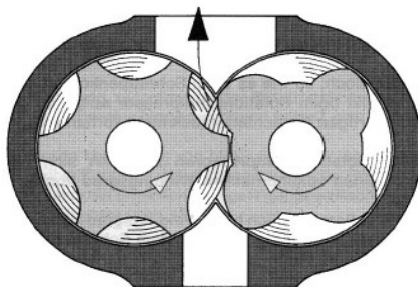
Obrázek 39 Mezery mezi rotorem a statorem. [6]

8.5 Cesta 3 a 4: Plyn, který zůstává v „hluchém prostoru“

Cesta 3 a 4 popisuje plyn, který zůstává před první komůrkou za sacím hrdlem a za poslední komůrkou a výtlačným hrdlem

Ztráta na místě vstupu stlačeného plynu do kompresoru nám výrazně ovlivňuje využití pracovního prostoru.

V místě sacího otvoru šroubového kompresoru vzniká tzv. „hluchý prostor“. Stlačený plyn se vrací do oblasti nižšího tlaku v sání a snižuje možnost nasání nového plynu, tím využití pracovního prostoru klesá.



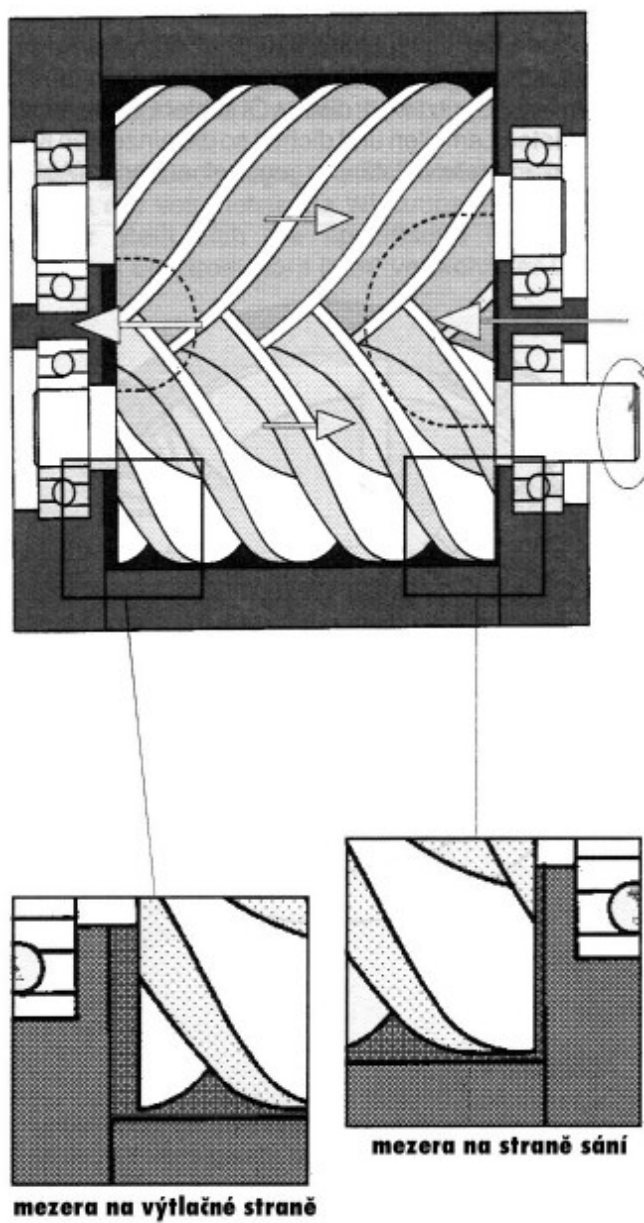
Obrázek 40 Tzv. „hluchý prostor“. [6]

8.6 Cesta 5 a 6: Mezera mezi stranou rotoru a skříní

Cesta objemových průtoků 5 a 6 vzniká mezi čelní stranou rotoru a skříní na vstupu a výstupu.

Šroubový kompresor kompresí vytváří stlačený plyn, který tlačí axiálně proti čelu na straně sání. To vede ke zmenšení štěrbiny na sání a ke zvětšení štěrbiny na výtlačku. Kde vzniká kritické místo. Účinnost je zde plně závislá na přesnosti výroby a uložení.

Ztráty jsou ovlivňovány i stupněm opotřebení válečkových ložisek.

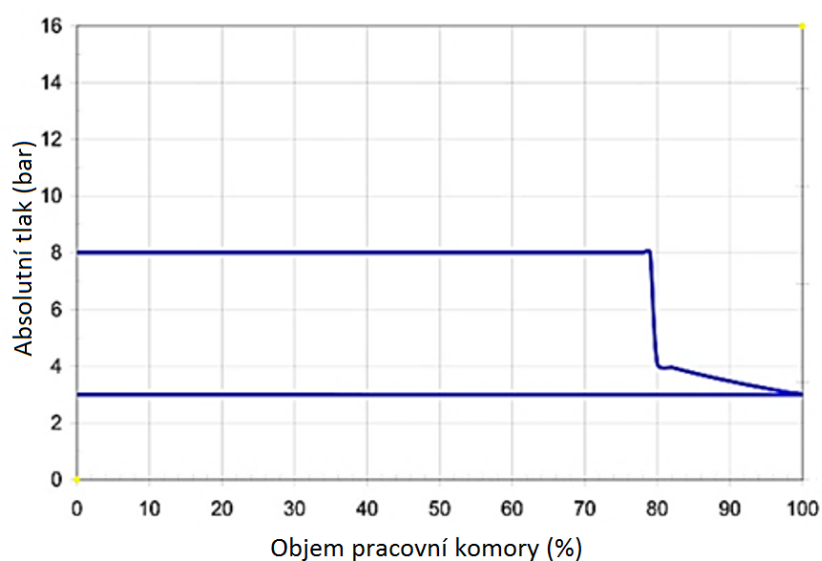


Obrázek 41 Mezery na čelní straně. [6]

8.7. Ztráty rozdílným tlakovým poměrem

Mezi cirkulační ztráty patří i ztráta rozdílným vestavěným a skutečným tlakovým poměrem.

Provoz šroubového kompresoru obsahuje i nevýhody. Jednou z největších nevýhod je vestavěný tlakový poměr π . Pokud je tlak v síti nižší než tlak na výstupu, tím pádem není tlakový poměr v rovnováze s tlakovým poměrem v síti σ , dochází k rázové kompresi. Tyto jevy jsou doprovázeny kolísáním tlaku, ztrátou energie a nestabilitou systému. [12]



Obrázek 42 p-V diagram rázové komprese. [5]

Rázová komprese má vliv na:

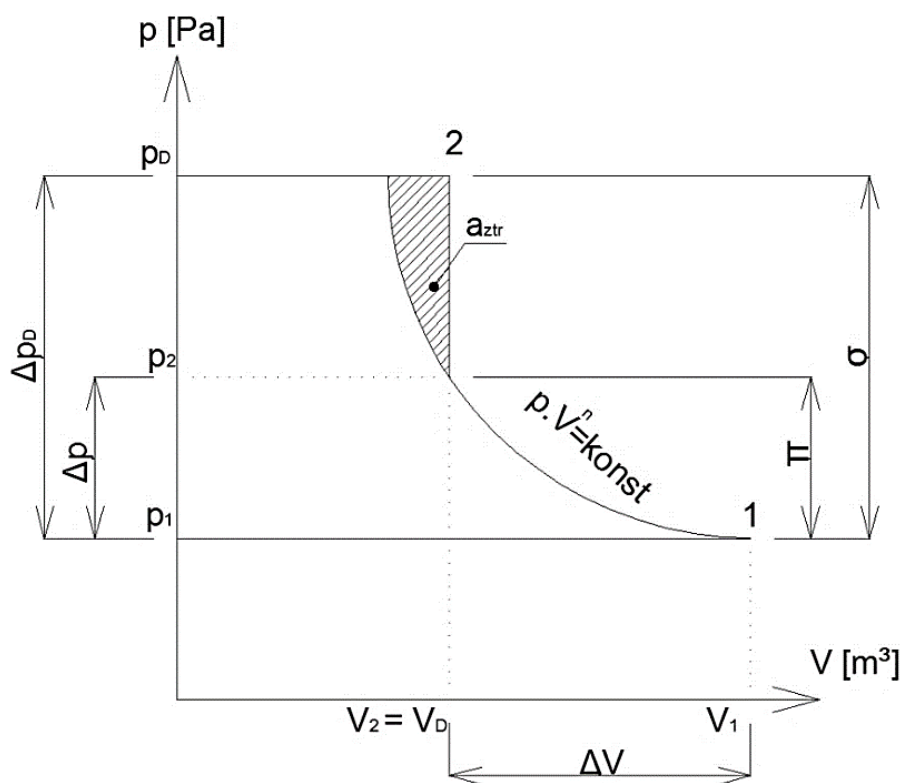
- Navýšení objemových ztrát.
- Zvýšení teploty plynu.
- Vetší axiální síly na ložiska.
- Nárůst příkonu.
- Tlakové pulzace na výstupu mohou poškodit zařízení.
- Zvýšení provozních nákladu

8.8 Rázová komprese

Tlak na výstupu P_2 je menší než tlak v síti σ , tato transformace se nazývá i vnější komprese.

Plyn je v kompresoru stlačen na P_2 a po propojení pracovního prostoru s výtlačkem dojde k okamžité rázové kompresi, která vede k navýšení teploty stlačovaného plynu. Rázová komprese se projeví i v nárůstu kompresní práce o hodnotu a_{ztr} . Kompresní práce je na vyšrafovaná. Plyn ve výtlačném potrubí má kvůli vyššímu tlaku snahu se dostat zpět do pracovního prostoru kompresorům, takzvaně reverzní tok. Plyn, který se dostane zpět, stihne předat část své entalpie plynu, který je komprimován.

Rázová komprese je negativní jev, který se projevuje ve zvýšení cirkulačních ztrát, teploty stlačovaného plynu, v pulzacích tlaku, ve větších axiálních silách působících na ložiska a v neposlední řadě v nárůstu příkonu kompresoru a zvýšení provozních nákladů kompresoru. [12]



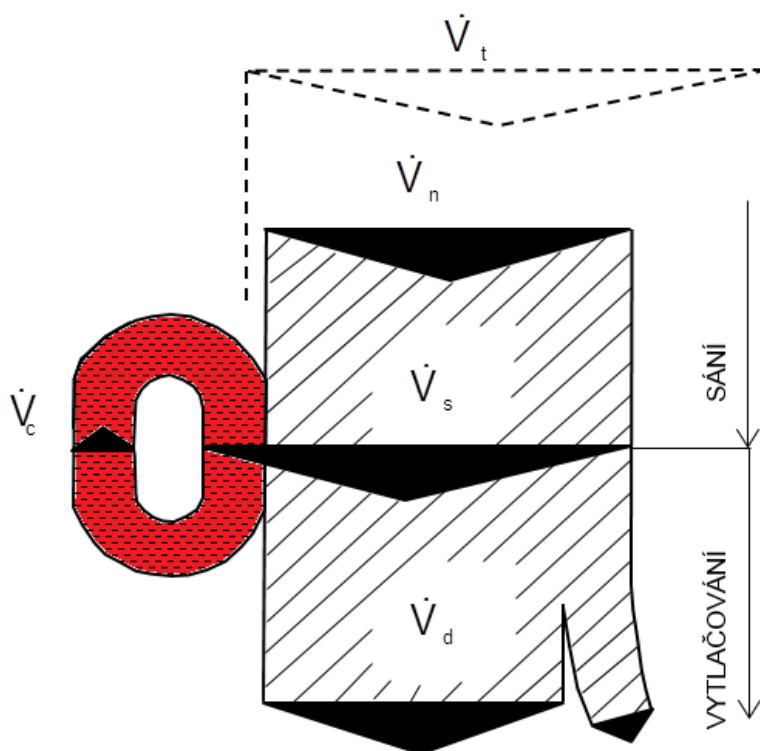
Obrázek 43p-V diagram rázové komprese č. 2. [12]

9 Návrh měření cirkulačních ztrát

Pro co nejpřesnější výpočet cirkulačních ztrát je zapotřebí znát plochy, kudy může plyn proudit. Ty se však mění dle natočení rotorů. Pro nejpřesnější výpočet by byla ideální počítačová modelace. V mé diplomové práci jsem navrhnul dvě varianty měření cirkulačních ztrát. První způsob měření vychází z určení maximálního teoretického množství stlačeného plynu a porovnání ke skutečné výkonnosti kompresoru. Z poměru teoretického množství ke skutečné výkonnosti určíme součinitel využití pracovního prostoru λ . Druhý způsob měření spočívá v měření průtoku stojícím kompresorem, kdy z natlakovaného vzdušníku bude proudit stlačený vzduch přes výtlak do sání šroubového kompresoru. Průtok bude měřen navrženými centrickými clonami.

9.1. Varianta 1 – nepřímá metoda

Během sání je pracovní prostor plněn dvěma proudy. Sacím hrdlem kompresor nasává objemový průtok \dot{V}_N . V důsledku vnitřních netěsností se do pracovního prostoru současně vrací již jednou vytlačené množství \dot{V}_C . Tento neustále cirkulující tok je označován jako cirkulační ztráta, poněvadž neopustí pracovní prostor kompresoru.



Obrázek 44 Znáznornění cirkulačních ztrát

Součet proudů \dot{V}_N a \dot{V}_c se nazývá plnění pracovního prostoru \dot{V}_s .

Varianta číslo jedna spočívá ve stanovení maximální teoretické výkonnosti kompresoru V_t za pomoci průtočných ploch šroubového kompresoru a následnému změření dopravovaného množství \dot{V}_d .

$$\dot{V}_d = \dot{V}_t \cdot \lambda \quad [m^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$$

Podíl skutečného dopravovaného množství a maximálního teoretického množství stlačeného plynu nám udává součinitel využití pracovního prostoru.

Do součinitele využití pracovního prostoru

$$\lambda = \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}_t} \quad [1]$$

jsou zahrnuty ztráty vznikající nedokonalým naplněním pracovního prostoru i ztráty netěsností pracovních prostorů. Proto je výraz upravován jako součin dvou činitelů

$$\lambda = \lambda_s \cdot \lambda_N \quad [1]$$

Součinitel plnění λ_s tedy ten, který je předmětem mého zkoumání, porovnává plnění

\dot{V}_s pracovního prostoru s teoretickou výkonností \dot{V}_t

$$\lambda_s = \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_t} \quad [1]$$

Součinitel netěsnosti λ_N je poměr výkonnosti skutečného stroje \dot{V}_d a jeho plnění \dot{V}_d .

$$\lambda_N = \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}_s} \quad [1]$$

Maximální teoretické množství zjistíme pomocí výpočtu. Objem komůrky krát otáčky a počet zubů hlavního rotoru.

$$\dot{V}_t = V_k \cdot z_h \cdot n_h \quad [m^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$$

V_k – objem komůrky

z_h - počet zubů hlavního rotoru

n_h - počet otáček hlavního rotoru

Pro výpočet objemu kompresoru musíme znát plochu hlavní komůrky, vedlejší komůrky a délku rotoru. Plocha je vyznačena na následujícím obrázku.

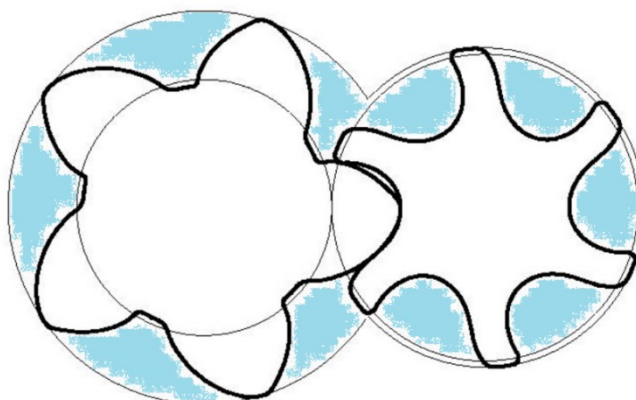
$$V_k = (S_h + S_v) \cdot L \quad [m^3]$$

S_h - plocha čelní hlavní komůrky

S_v - plocha čelní vedlejší komůrky

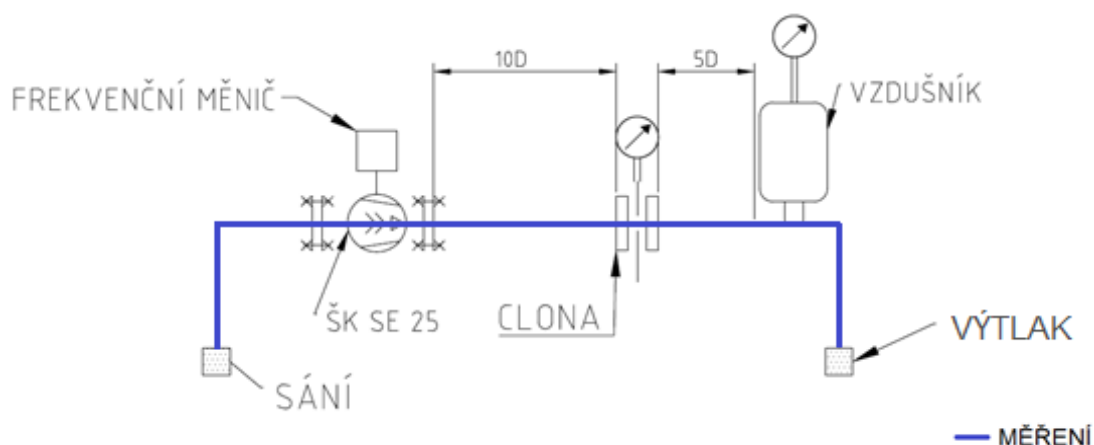
L - délka rotoru

Světle modrou barvou je vyznačena plocha S_h a S_v .



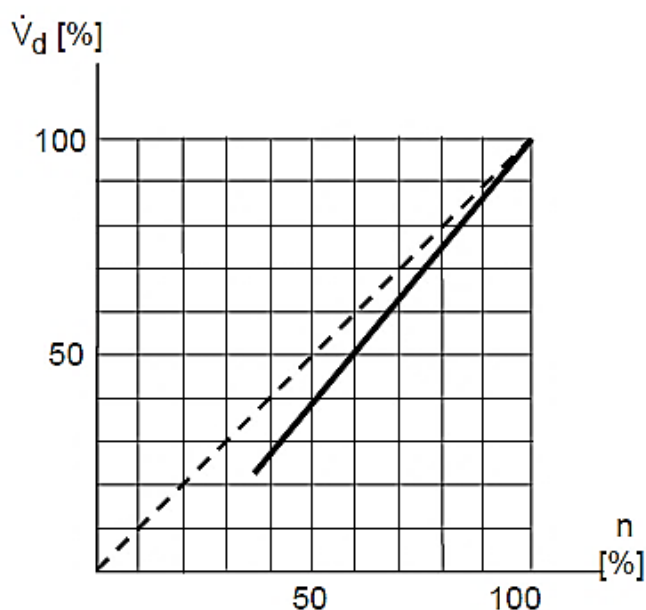
Obrázek 45 Plocha hlavní a vedlejší komůrky

Skutečné dopravované množství zjistíme na následující měřicí trati. Kompresor stlačí plyn a v dostatečné vzdálenosti budeme měřit průtok na cloně.



Obrázek 46 Schéma měřicí trati pro variantu 2

Během měření budeme za pomoci frekvenčního měniče měnit otáčky kompresoru a budeme sledovat vliv změny otáček na dopravované množství. Víme, že objemová výkonost lineárně klesá s otáčkami.



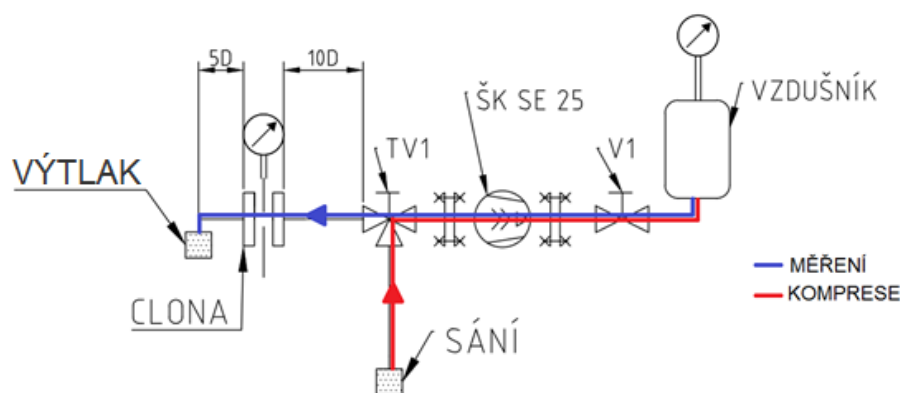
Obrázek 47 Snížení výkonnosti na úkor otáček. [1]

9.2. Varianta 2 – přímá metoda

Druhá varianta měření cirkulačních ztrát je znázorněna na následujícím schéma. V první fázi bude vzdušník natlakován na tlak vyšší než atmosférický. Následně budeme stlačený vzduch pouštět ze vzdušníku zpět do výstupu kompresoru a přes šroubový element nám budou procházet cirkulační ztráty. Ty budeme za kompresorem v potřebné vzdálenosti měřit centrickou clonou.

Pro co nejpřesnější výsledek měříme při:

- Různých stupních natočení rotorů. To znamená od 0° krokově po 30° až po 90°. Úhel natočení budeme měnit přes hřídel elektromotoru.
- Různém tlaku ve vzdušníku. Od 1,1 [bar] do 7 [bar].



Obrázek 48 Princip měření

9.3. Popis měřicí trati

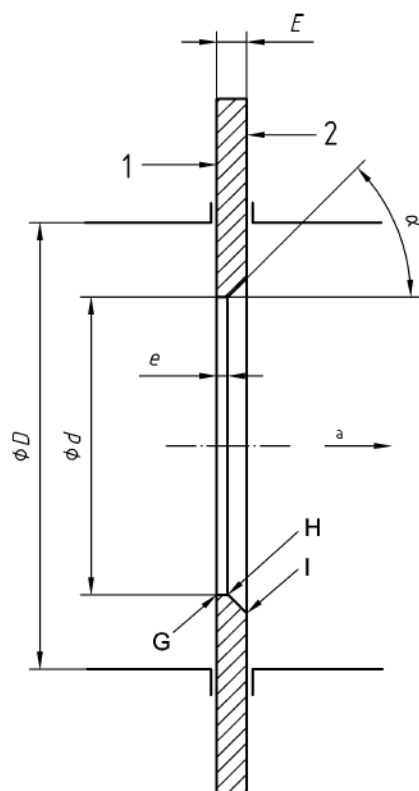
Pro měření průtoku byla zvolena centrická clona. Měření průtoku clonou popisuje technická norma ČSN EN ISO 5167-1, která obsahuje mimo návrhu clony také návrh přímých úseků potrubí před a za clonou. Přímé úseky jsou důležité k „uklidnění“ protékajícího stlačeného plynu. Pro co nejpřesnější odběry diferenčních tlaků, do clony vstupuje plyn s rovnoměrným rychlostním profilem. Měřicí trat bude do potrubního řádu připevněna pomocí přírub.

Na měřicí trati budou návarky pro připojení teploměru a manometru.

9.4. Měřicí clona

Centrická clona má kruhový tvar a jeden otvor, který se liší podle druhu clony.

Obvykle se vyrábí z nerezové oceli. Výhody měření centrickou clonou spočívají v přesnosti měření průtoku a v širokém rozsahu použitelnosti. Měření se provádí vsunutím clony přímo do potrubí, mezi přírubové spoje. Centrická clona vytváří trvalou tlakovou ztrátu, která vzniká při proudění plynu otvorem ve cloně. Tlak se měří před a za clonou. Tlakovou diferenci měříme snímačem nebo U-trubicí.



Obrázek 49 Centrická clona

9.5. Parametry kompresoru pro návrh měřicí trati

Základní parametry kompresoru jsou doloženy v následující tabulce.

Výkon.	4	[kW]
Max. dopravované množství.	40	[m ³ .hod ⁻¹]
Maximální tlak.	7	[bar]
Maximální rychlost rotoru.	4000	[min ⁻¹]

Tabulka 7 Parametry kompresoru.

9.6. Konstrukční návrh clon

Centrické clony navrhují dle normy ČSN EN ISO 5167-1. Výpočet provádím v programu DELTA.

Pro první variantu navrhují clonu pro průtok 40 [m³.hod⁻¹] a pro druhou variantu clonu pro průtok 5 [m³.hod⁻¹].

Potrubí pro obě dvě měřicí tratě bude DN 50. Před a za druhou měřicí trať bude umístěna redukce DN 50 – DN 25. Materiál potrubí volím P250GH.

9.6.1. Vstupní hodnoty pro variantu 1

Norma : ČSN EN ISO 5167:2003

Primární prvek : CENTRICKÁ CLONA

Plyn : vzduch

normální hustota suchého plynu 1,293 [kg/m³]

dynamická viskozita při 0 °C 17,080 E-6 [Pa.s]

Sutherlandova konstanta (vliv teploty na viskozitu) 117,000 [K]

Hodnoty na primárním prvku

absolutní tlak 7,000 [bar]

požadovaný minimální abs. tlak za primárním prvkem 1,000 [bar]

teplota 20,000 [°C]

relativní vlhkost 0,000 [%]

objemový díl suchého plynu 100,000 [%]

měrná vlhkost 0,000 [kg/kgsp]

stupeň kompresibility Z/Z101325,0 1,000 [-]

hustota 8,323 [kg/m³]

izentropický exponent	1,400	[-]
dynamická viskozita	18,064 E-6	[Pa.s]
kinematická viskozita	2,170 E-6	[m2/s]

Suchý plyn při smluvních stavových podmínkách

absolutní tlak	101,325	[kPa]
teplota	0,000	[°C]
hustota	1,293	[kg/m3]
relativní vlhkost	0,000	[-]
stupeň kompresibility Z/Z101325,0	1,000	[-]

Zadaná data pro výpočet d:

D20 (pro 20 °C)	54,500	[mm]
s tolerancí +/-	0,30	[%]
= +/-	163,500 E-3	[mm]
typ odběru: koutový		
skupina materiálu potrubí		
ČSN 11364,11366,11368		
součinitel teplotní roztažnosti materiálu potrubí pro tPP	11,100 E-6	[1/K]
skupina materiálu primárního prvku		
ČSN 1.4301, 1.4306, 1.4541, 1.4401, 1.4404		
součinitel teplotní roztažnosti mat. prim. prvku pro tPP	16,000 E-6	[1/K]
průtok - suchý plyn, smluvní podmínky	40,000	[m3/h]
diferenční tlak	2,000	[kPa]

Přehled jednotlivých režimů je uveden v následující tabulce.

Režim	Q [m3/h]	Δp [kPa]	ReD [-]	vD za PP [m/s]	p za PP [bar]
Remin Nor.	10,76	142,30E-3	5,00E+3	0,20	7,00
Q_{zad}	40,00	2,00	18,58E+3	0,74	6,98
Δp/p=0.25	348,44	175,00	161,84E+3	7,80	5,36

Tabulka 8 Přehled režimů pro variantu 1

9.6.2. Požadované minimální délky přímého potrubí pro variantu 1

Hodnoty délek platí za podmínky, že před 1. tvarovkou uvedenou v tabulce je dlouhé přímé potrubí. V opačném případě je nutno délky korigovat podle příslušných odstavců Normy.

$$\beta = 0,236$$

	(přídavná nejistota C=0.5%)			
	L_{min}/D	$L_{min}[mm]$	(L_{min}/D)	$(L_{min}[mm])$
Před primárním prvkem				
jednoduché koleno 90°dvě				
kolena v jakékoli rovině ($S > 30D$)	7,81	425	(3,00)	(164)
dvě kolena 90° v téže rovině:				
S uspořádání ($30D \geq S > 10D$)	10,0	545		
dvě kolena 90° v téže rovině:				
S uspořádání ($10D \geq S$)	10,0	545		
dvě kolena 90° v kolmých rovinách				
($30D \geq S > 5D$)	23,5	1282	(18,0)	(981)
dvě kolena 90° v kolmých rovinách				
($5D > S$)	36,9	2011	(18,4)	(1005)
jednoduchý T kus 90° s nástavcem				
nebo bez nástavce				
koleno 90° spoj na pokos	4,08	223		
jednoduché koleno 45°				
dvě kolena 45° v téže rovině:				
S uspořádání ($S \geq 2D$)	11,2	608		
soustředné zúžení potrubí ze 2D na D				
v délce 1.5D až 3D	5,00	273		
soustředné rozšíření potrubí				
z 0.5D na D v délce D až 2D	7,08	386		
zcela otevřený kulový kohout				
nebo zcela otevřená šoupě	12,0	654	(6,00)	(327)
náhlé symetrické zúžení potrubí	30,0	1635	(15,0)	(818)
teploměřová jímka nebo trubice				
o průměru $\leq 0.03D$	5,00	273	(3,00)	(164)
Za primárním prvkem				
výše uvedené tvarovky 1-10				
a jímka hustoměru	4,36	238	(2,18)	(119)

Tabulka cejchovních hodnot

Hodnoty v kontrolním bodě

Q kb

30,000

[m3/h]

Δp

1,122

[kPa]

$Q=K_{kb} \cdot \sqrt{\Delta p}=28,328 \cdot \sqrt{\Delta p}$

[m3/h]

absolutní tlak na primárním prvku

7,000

[bar]

nastavený rozsah snímače Δp

2,000

kPa]

s nejistotou

0,10

[%]

Q m3/h	Δp kPa	ReD -	cejch mA 4 + 16 * $\sqrt{(\Delta p / \Delta p_{max})}$	cejch mA 4 + 16 * $(\Delta p / \Delta p_{max})$	$K \cdot \sqrt{\Delta p}$ odch. %	dQ _m /Q _m %
40,000	2,000	18,6E+3	20,000	19,999	0,154	0,87
39,000	1,901	18,1E+3	19,598	19,205	0,141	0,87
38,000	1,804	17,7E+3	19,195	18,431	0,127	0,88
37,000	1,710	17,2E+3	18,794	17,678	0,113	0,88
36,000	1,618	16,7E+3	18,392	16,945	0,098	0,88
35,000	1,529	16,3E+3	17,990	16,232	0,083	0,88
34,000	1,443	15,8E+3	17,588	15,540	0,068	0,88
33,000	1,358	15,3E+3	17,186	14,867	0,052	0,88
32,000	1,277	14,9E+3	16,784	14,215	0,035	0,88
31,000	1,198	14,4E+3	16,383	13,583	0,018	0,88
30,000	1,122	13,9E+3	15,981	12,972	0,000	0,88
29,000	1,048	13,5E+3	15,580	12,381	-0,019	0,88
28,000	976,238E-3	13,0E+3	15,178	11,810	-0,038	0,88
27,000	907,378E-3	12,5E+3	14,777	11,259	-0,059	0,88
26,000	841,045E-3	12,1E+3	14,375	10,728	-0,081	0,88
25,000	777,238E-3	11,6E+3	13,974	10,218	-0,103	0,88
24,000	715,956E-3	11,1E+3	13,573	9,727	-0,128	0,88
23,000	657,198E-3	10,7E+3	13,172	9,257	-0,153	0,89
22,000	600,963E-3	10,2E+3	12,770	8,807	-0,181	0,89
21,000	547,251E-3	9,8E+3	12,369	8,378	-0,210	0,89
20,000	496,059E-3	9,3E+3	11,968	7,968	-0,241	0,90
19,000	447,388E-3	8,8E+3	11,567	7,579	-0,275	0,90
18,000	401,237E-3	8,4E+3	11,166	7,210	-0,312	0,91
17,000	357,604E-3	7,9E+3	10,765	6,861	-0,353	0,92
16,000	316,490E-3	7,4E+3	10,365	6,532	-0,397	0,93
15,000	277,892E-3	7,0E+3	9,964	6,223	-0,446	0,94
14,000	241,810E-3	6,5E+3	9,563	5,934	-0,500	0,97
13,000	208,243E-3	6,0E+3	9,163	5,666	-0,561	1,00
12,000	177,191E-3	5,6E+3	8,762	5,417	-0,631	1,04
11,000	148,651E-3	5,1E+3	8,362	5,189	-0,710	1,10

Tabulka 9 Cejchovních hodnot pro variantu 1

9.6.3. Výsledné hodnoty pro variantu 1

Výsledné hodnoty z programu DELTA.

d20 (pro 20 °C)	12,869	[mm]
s tolerancí +/-	0,05	[%]
= +/-	6,435 E-3	[mm]
$\beta_{20} = d_{20}/D_{20}$	236,134 E-3	[-]
trvalá tlaková ztráta	1,869	[kPa]
absolutní tlak za primárním prvkem	6,981	[bar]
rychlost v průřezu primárního prvku	13,279	[m/s]
rychlost za primárním prvkem	741,330 E-3	[m/s]

Vnitřní průměr centrického kotouče vyšel 12,869 [mm].

Požadovaná minimální délka přímého potrubí před primárním prvkem pro zcela otevřený kulový kohout nebo zcela otevřené šoupě je 12,0 D – 654 [mm].

Požadovaná minimální délka za měřícím prvkem je 4,36 D – 238 [mm].

9.6.4. Vstupní hodnoty pro variantu 2

Norma : ISO/TR 15377:2007

Primární prvek : CLONA V POTRUBÍ D (25-50) mm

Plyn : vzduch

normální hustota suchého plynu	1,293	[kg/m ³]
dynamická viskozita při 0 °C	17,080 E-6	[Pa.s]
Sutherlandova konstanta (vliv teploty na viskozitu)	117,000	[K]

Hodnoty na primárním prvkem

absolutní tlak	7,000	[bar]
požadovaný minimální abs. tlak za primárním prvkem	1,000	[bar]
teplota	20,000	[°C]
relativní vlhkost	0,000	[%]
objemový díl suchého plynu	100,000	[%]
měrná vlhkost	0,000	[kg/kgsp]
stupeň kompresibility Z/Z101325,0	1,000	[-]
hustota	8,323	[kg/m ³]
izentropický exponent	1,400	[-]
dynamická viskozita	18,064 E-6	[Pa.s]
kinematická viskozita	2,170 E-6	[m ² /s]

Zadaná data pro výpočet d:

D20 (pro 20 °C)	22,300	[mm]
s tolerancí +/-	0,30	[%]
= +/-	66,900 E-3	[mm]
typ odběru: koutový		
skupina materiálu potrubí		
ČSN P235GH,1.0345,P265GH,1.0425		
součinitel teplotní roztažnosti materiálu potrubí pro tPP	12,500 E-6	[1/K]
skupina materiálu primárního prvku		
ČSN 1.4301, 1.4306, 1.4541, 1.4401, 1.4404		
součinitel teplotní roztažnosti mat. prim. prvku pro tPP	16,000 E-6	[1/K]
průtok - suchý plyn, smluvní podmínky	5,000	[m3/h]
diferenční tlak	10,000	[kPa]

Přehled jednotlivých režimů je uveden v následující tabulce.

Režim	Q [m3/h]	Δp [kPa]	ReD [-]	vD za PP [m/s]	p za PP [bar]
Remin Nor.	684,26E-3	180,39E-3	5,00E+3	0,49	699,84E+3
Q_{zad}	5,00	10,00	36,54E+3	3,59	691,35E+3
Δp/p=0.25	19,54	175,00	142,81E+3	16,54	548,62E+3

Tabulka 10 Přehled režimů pro variantu 2

9.6.5. Požadované minimální délky přímého potrubí pro variantu 2

Hodnoty délek platí za podmínky, že před 1. tvarovkou uvedenou v tabulce je dlouhé přímé potrubí. V opačném případě je nutno délky korigovat podle příslušných odstavců Normy.

$$\beta = 0,344$$

	(přídavná nejistota C=0.5%)			
	L_{min}/D	$L_{min}[mm]$	(L_{min}/D)	$(L_{min}[mm])$
Před primárním prvkem				
jednoduché koleno 90°dvě				
kolena v jakékoli rovině ($S > 30D$)	13,2	294	(3,00)	(66,9)
dvě kolena 90° v téže rovině:				
S uspořádání ($30D \geq S > 10D$)	10,0	223		
dvě kolena 90° v téže rovině:				
S uspořádání ($10D \geq S$)	10,0	223		
dvě kolena 90° v kolmých rovinách				
($30D \geq S > 5D$)	37,0	825	(18,0)	(401)
dvě kolena 90° v kolmých rovinách				
($5D > S$)	45,5	1015	(22,8)	(507)
jednoduchý T kus 90° s nástavcem				
nebo bez nástavce				
koleno 90° spoj na pokos	7,31	163		
jednoduché koleno 45°				
dvě kolena 45° v téže rovině:				
S uspořádání ($S \geq 2D$)	23,5	525		
soustředné zúžení potrubí ze 2D na D				
v délce 1.5D až 3D	5,00	112		
soustředné rozšíření potrubí				
z 0.5D na D v délce D až 2D	10,3	230		
zcela otevřený kulový kohout				
nebo zcela otevřená šoupě	12,0	268	(6,00)	(134)
náhlé symetrické zúžení potrubí	30,0	669	(15)	(335)
teploměřová jímka nebo trubice				
o průměru $\leq 0.03D$	5,00	112	(3,00)	(66,9)
Za primárním prvkem				
výše uvedené tvarovky 1-10				
a jímka hustoměru	5,44	121	(2,72)	(60,9)

Tabulka cejchovních hodnot

Hodnoty v kontrolním bodě

Q kb	5,000	[m3/h]
Δp	10,000	[kPa]
$Q=K_{kb} \cdot \sqrt{\Delta p}=28,328 \cdot \sqrt{\Delta p}$		[m3/h]
absolutní tlak na primárním prvku	7,000	[bar]
nastavený rozsah snímače Δp	10,000	[kPa]
s nejistotou	0,10	[%]

Q m3/h	Δp kPa	ReD -	cejch mA 4 + 16 * $\sqrt{(\Delta p/\Delta p_{max})}$	cejch mA 4 + 16 * ($\Delta p/\Delta p_{max}$)	$K \cdot \sqrt{\Delta p}$ odch. %	dQ _m /Q _m %
5,000	10,000	36,5E+3	20,000	20,000	0,000	1,72
4,000	6,372	29,2E+3	16,772	14,195	-0,219	1,72
3,000	3,567	21,9E+3	13,556	9,708	-0,454	1,73
2,000	1,576	14,6E+3	10,351	6,521	-0,762	1,75
1,000	388,946E-3	7,3E+3	7,155	4,622	-1,391	2,15

Tabulka 11 Cejchovních hodnot pro variantu 2

9.6.6. Výsledné hodnoty pro variantu 2

Výsledné hodnoty z programu DELTA.

d20 (pro 20 °C)	7,667	[mm]
s tolerancí +/-	0,05	[%]
= +/-	3,834 E-3	[mm]
$\beta_{20} = d_{20}/D_{20}$	343,825 E-3	[-]
trvalá tlaková ztráta	8,846	[kPa]
absolutní tlak za primárním prvem	691,354 E+3	[Pa]
rychlost v průřezu primárního prvku	30,191	[m/s]
rychlost za primárním prvem	3,588	[m/s]

Vnitřní průměr centrického kotouče vyšel 7,667 [mm].

Požadovaná minimální délka přímého potrubí před primárním prvem pro zcela otevřený kulový kohout nebo zcela otevřené šoupě je 12,0 D – 268 [mm].

Požadovaná minimální délka za měřícím prvem je 5,44 D – 121 [mm].

10 Závěr

Diplomová práce se zabývá problematikou cirkulačních ztrát u šroubových kompresorů a popisuje návrh měřicí tratě pro měření cirkulačních ztrát šroubového kompresoru.

Cirkulační ztráty představují rezervu v dalším technickém rozvoji kompresorů. Jedná se o inovativní v literatuře doposud komplexně nezpracované téma.

V úvodu diplomové práce jsou popsány základní parametry, rozdělení kompresoru, pracovní oběh šroubového kompresoru a vliv pracovních podmínek na účinnost. Dále je zmíněná regulace šroubových kompresorů.

Ztráty šroubového kompresoru jsou naznačeny na Sankeyovu diagramu. Je nutno říct, že cirkulační ztráty závisí na přesnosti výroby a technickému stavu kompresoru. Absolutní velikost ztrát se nemění při změnách otáček, jelikož plocha průtočných ploch netěsností i tlaková difference zůstávají stejné. Úměrně s poklesem otáček a výkonosti klesá součinitel využití pracovního prostoru. Proto je důležité kompresor používat v pásmu ideálních otáček.

Cirkulační ztráty se dají rozdělit do šesti cest objemových průtoků. První cesta je mezi rotory a probíhá v celém průběhu komprese, při všech úhlech natočení rotoru. Jedná se o největší cirkulační ztrátu. Druhá cesta se da popsat jako mezera mezi rotory a skříní statoru. Třetí a čtvrtá ztráta vzniká na vstupu a výstupu z kompresoru, kde část plynu zůstává a nepokračuje dál. Pátá a šestá cirkulační ztráta se objevuje mezi čelní stranou rotoru a stěnou skříní. Cirkulační ztráty jsou závislé hlavně na otáčkách kompresoru a přesnosti výroby.

Pro měření cirkulačních ztrát jsem zvolil dvě varianty. První varianta v určení maximálního teoretického dopravovaného množství a jeho poměr ke skutečnému množství změřenému na měřicí trati číslo jedna. Druhá varianta spočívá v měření průtoku stlačeného plynu opačným směrem proudění šroubovým elementem. K měření průtoku jsem zvolil centrické clony.

Provedl jsem konstrukční návrh centrických clon, postupoval jsem dle výpočtu v normě ČSN EN ISO 5167-1. Centrický kotouč pro první variantu má průměr 12,869 [mm]. Pro druhou variantu vyšel průměr 7,667 [mm]. Zvolil jsem komorový odběr. Uvedl jsem minimální rozměry před a za měřicí clonou.

Výsledné hodnoty jsem zakomponoval do konstrukčního návrhu měřících trati. První i druhá měřící trat je osazena centrickou clonou a návary pro připojení teploměru a manometru. Diplomová práce poslouží k dalšímu zkoumání cirkulačních ztrát na katedře energetiky.

11 Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] KOLARČÍK, K.; KAMINSKÝ, J.; PUMPRLA, O. *Kompresory*. Ostrava: VŠB-TUO, 2004, 125 s, ISBN 80-248-0704-1.
- [2] LIŠKA, A; NOVÁK, P. *Kompresory*. Praha: ČVUT, 1994, 227 s, ISBN 80-01-01145-3.
- [3] KAMINSKÝ, J. *Objemové kompresory*. Ostrava: VŠB-TUO, 1997, 64 s, ISBN 80-7078-407
- [4] CHLUMSKÝ, V. *Rotační kompresory a vývěvy*. Praha: ČVUT, 1966, 132 s, 04-203-67
- [5] ATLAS COPCO AIRPOWER NV. *Compressed Air Manual*. Wilrijk : 2015, 146 s, ISBN 97-89081535-809
- [6] KOVACEVIC, A; STOSIC, N; SMITH, I. *Screw Compressors*. London: 2007, 164 s, ISBN 3-540-36302-5
- [7] BLOCH, HEINZ P. *A Practical Guide To Compressor Technology* New Jersey: 2006, 574 s, ISBN 10: 0-471-72793-8
- [8] KAMINSKÝ, J; KOLARČÍK, K; VRTEK, M. *Provoz šroubových kompresorů*. [PDF soubor]. Ostrava: VŠB-TUO, 2002
- [9] PAUL C. HANLON. *Compressor Handbook*. New York: 2001, 755 s, ISBN 0-07-026005-2
- [10] KOLARČÍK, K; VRTEK, M. *Možnosti úspor energie*. Technologické centrum AV ČR, Praha 2002
- [11] J S FLEMING, and Y TANG, *The analysis of leakage in a twin screw compressor and its application to performance improvement*. Division of Dynamics and Control, Department of Mechanical Engineering, University of Strathclyde, Glasgow, Scotland 2005
- [12] ŠMÍDA, Z., K., KOLARČÍK. *Issues of shock compression and expansion by displacement compressors*. In: *Sborník XIX. ROČNÍK KONFERENCE S MEZINÁRODNÍ ÚČASTÍ ENERGETICKÉ STROJE A ZAŘÍZENÍ TERMOMECHANIKA A MECHANIKA TEKUTIN 2015*, ISBN: 978-80-261-0360-8.

12 Seznam obrázků

Obrázek 1 Píšťala poháněna stlačeným vzduchem.	12
Obrázek 2 Rozdělení kompresorů	13
Obrázek 3 Diagram příkonu kompresoru [1]	16
Obrázek 4 Řez šroubovým kompresorem č. 1 [1]	18
Obrázek 5 Řez šroubovým kompresorem č. 2 [1]	18
Obrázek 6 Princip mazání šroubového kompresoru. [1]	20
Obrázek 7 Popis šroubového kompresoru [3]	20
Obrázek 8 Pracovní oběh šroubového kompresoru [9]	21
Obrázek 9 p-V diagram ideálního a reálného šroubového kompresoru [9]	21
Obrázek 10 Pracovní oběh šroubového kompresoru [5]	22
Obrázek 11 Dopravované množství dvou různých šroubového kompresoru. [5]	23
Obrázek 12 Závislost výstupního tlaku na příkonu. [5]	23
Obrázek 13 Dopravované množství v závislosti na výstupní tlak. [5]	24
Obrázek 14 Symetrický profil. [1]	25
Obrázek 15 Sigma profil. [1]	25
Obrázek 16 ČKD profil. [2]	25
Obrázek 17 Graf určitých způsobů regulace. [5]	26
Obrázek 18 p-V diagram regulace uzavřením sání. [5]	27
Obrázek 19 Schéma regulace uzavřením sání. [5]	27
Obrázek 20 p-V diagram regulace změnou otáček. [5]	28
Obrázek 21 Schéma regulace změnou otáček č. 2. [5]	29
Obrázek 22 p-V diagram regulace v sání. [5]	29
Obrázek 23 Schéma regulace v sání. [5]	29
Obrázek 24 Vliv změny otáček na teplotu. [3]	34
Obrázek 25 Využití pracovního prostoru při různých otáčkách. [3]	35
Obrázek 26 Závislost ideální obvodové rychlosti na ztrátách. [3]	35
Obrázek 27 Vliv obvodové rychlosti na účinnost. [1]	36
Obrázek 28 Objemové schéma. [1]	37
Obrázek 29 Hmotnostní schéma. [1]	37
Obrázek 30 Závislost otáček na ztráty [1]	38

Obrázek 31 Vliv oleje na ztráty [1]	38
Obrázek 32 Cesty cirkulačních ztrát [11]	39
Obrázek 33 Schéma cest cirkulačních ztrát [11]	40
Obrázek 34 Vliv velikosti plochy ztráty na natočení rotoru [11].....	40
Obrázek 35 Simulované a testované účinnosti [11]	43
Obrázek 36 Snížení účinnosti jednotlivých cest [11].....	44
Obrázek 37 Mezera mezi rotory	44
Obrázek 38 Vliv velikosti mezery mezi rotory na ztrátu	45
Obrázek 39 Mezery mezi rotorem a statorem. [6].....	45
Obrázek 40 Tzv. „hluchý prostor“. [6]	46
Obrázek 41 Mezery na čelní straně. [6].....	47
Obrázek 42 p-V diagram rázové komprese. [5]	48
Obrázek 43 p-V diagram rázové komprese č. 2. [12]	49
Obrázek 47 Znázornění cirkulačních ztrát	50
Obrázek 48 Plocha hlavní a vedlejší komůrky	52
Obrázek 51 Schéma měřicí trati pro variantu 2	52
Obrázek 52 Snížení výkonnosti na úkor otáček. [1].....	53
Obrázek 46 Princip měření	53
Obrázek 53 Centrická clona	54

13 Seznam tabulek

Tabulka 1 Základní údaje kompresorů [1]	15
Tabulka 2 Uplatnění kompresorů. [1]	17
Tabulka 3 Ideální obvodové rychlosti pro různé plyny	36
Tabulka 4 Seřazení cirkulačních ztrát dle závažnosti [11]	41
Tabulka 5 Vliv provozních hodnot na cirkulační ztráty [11]	41
Tabulka 6 Cirkulační ztráty – průtoky při 3000 [ot/min] [11]	43
Tabulka 7 Parametry kompresoru.	55
Tabulka 8 Přehled režimů pro variantu 1	56
Tabulka 9 Cejchovních hodnot pro variantu 1	58
Tabulka 8 Přehled režimů pro variantu 2	60
Tabulka 9 Cejchovních hodnot pro variantu 2	62

14 Seznam příloh

Příloha 1 Měřicí trať pro variantu 1	
Příloha 2 Kotouč centrické clony pro variantu 1	
Příloha 3 Měřicí trať pro variantu 2	
Příloha 4 Kotouč centrické clony pro variantu 2	